Math. A. 317 f (1

Theil IV Nr 8.
~~Theil III No. 21.~~
~~Theil X Nr 9~~
BAYERISCHE STAATS-BIBLIOTHEK MUENCHEN
KAISERLICHE MARINE SCHIFFS-PRÜFUNGS-KOMMISSION

DIE

SCHIFFSMASCHINE,

IHRE

BAUART, WIRKUNGSWEISE UND BEDIENUNG.

Ein Hand- und Nachschlagebuch

für

Ingenieure, Offiziere der Kriegs- und Handelsmarine, Maschinisten, Studirende technischer Hochschulen, Reeder und alle an der Dampfschiffahrt Betheiligten.

Mit einem Atlas in Stein gestochener Tafeln

enthaltend 1500 nach Werkstattzeichnungen ausgeführte und mit den Materialfarben angelegte Figuren.

Bearbeitet

von

CARL BUSLEY,

Geh. Regierungsrath und Professor an der Kaiserlichen Marine-Akademie und -Schule in Kiel.

Dritte vollständig umgearbeitete und bedeutend vermehrte Auflage.

Erste Abtheilung,

Text Bogen 1—19, Atlas Tafel 1—8.

Reichswirthschaftsministerium Bibliothek
KAISERLICHE MARINE-BIBLIOTHEK DER MARINE-STATION DER NORDSEE

KIEL & LEIPZIG,
VERLAG VON LIPSIUS & TISCHER.
1891.

L. 73

Die 3. Auflage von Busley, „Die Schiffsmaschine" erscheint in drei Bänden Text und einem Atlas von ca. 200 Tafeln, der gleichfalls in 3 Theile zerlegt werden kann.

Die vorliegende Abtheilung bildet vom Text ungefähr die Hälfte des 1. Bandes. Die zweite Abtheilung wird erheblich mehr Tafeln bringen und den ersten Band abschliessen.

Kiel und Leipzig.

Die Verlagsbuchhandlung.
Lipsius & Tischer.

Inhaltsverzeichniss.

Erster Theil.
Allgemeine Theorie der Schiffsmaschinen.

I. Abschnitt. Die Hauptsätze der mechanischen Wärmetheorie.
§ 1. Grundgesetze.
§ 2. Stoff.
§ 3. Energie.
§ 4. Aequivalenz von Wärme und Arbeit.
§ 5. Specifische Wärme.
§ 6. Hauptgesetze der Zustands-Aenderungen vollkommener Gase.
§ 7. Aequivalenz der Verwandlungen.

II. Abschnitt. Der Wasserdampf.
§ 8. Zustände d. Wasserdampfes.
§ 9. Bezeichnungen.
§ 10. Entstehung des gesättigten Wasserdampfes.
§ 11. Hauptgesetze der Zustands-Aenderungen von Mischungen aus Dampf u. Wasser.
§ 12. Bestimmung des Feuchtigkeits-Gehaltes des Wasserdampfes.
§ 13. Ueberhitzter Wasserdampf.
§ 14. Mischungen aus Wasserdampf und Luft.

III. Abschnitt. Die Vorgänge in den Dampfcylindern.
§ 15. Einfluss der Cylinderwandungen.
§ 16. Werth des Dampfmantels.
§ 17. Calorimetrische Untersuchungen d. Schiffsmaschinen.
§ 18. Indikatorische Untersuchungen d. Schiffsmaschinen.

IV. Abschnitt. Die Heizstoffe.
§ 19. Arten und Eigenschaften der Heizstoffe.
§ 20. Verbrennung d. Heizstoffe.
§ 21. Wärmeverluste der verbrennenden Heizstoffe.
§ 22. Erfordernisse guter Schiffskesselkohlen.
§ 23. Unterbringung und Ueberwachung der Heizstoffe an Bord.
§ 24. Verwendung flüssiger Heizstoffe in Schiffskesseln.

V. Abschnitt. Die Feststellung der Leistung und Wirthschaftlichkeit der Schiffsmaschinen.
§ 25. Druckverluste u. Eintrittsspannung.
§ 26. Drosselung.
§ 27. Füllungsgrad.
§ 28. Gegendruck.
§ 29. Mittlerer Druck.
§ 30. Pferdestärke.
§ 31. Dampfverbrauch.
§ 32. Einspritz- u. Kühl-Wassermenge.
§ 33. Auszublasende Salzwassermenge.
§ 34. Speisewassermenge.
§ 35. Kohlenverbrauch.
§ 36. Verhältnisswerthe zwischen Maschinenleistung, Kohlenverbrauch und Schiffs-Geschwindigkeit.

VI. Abschnitt. Die Ermittelung der Maschinenstärke neuer Dampfer.
§ 37. Widerstand der Schiffe.
§ 38. Verdrängungstheorie.
§ 39. Stromlinientheorie.
§ 40. Widerstandskurven.

VII. Abschnitt. Die Wahl des Maschinensystems.
§ 41. Eintheilung der Schiffsmaschinen.
§ 42. Kennzeichnung des besten Maschinensystems.
§ 43. Einfach-Expansionsmaschinen.
§ 44. Vortheile d. hochgespannten Dampfes.
§ 45. Zweifach-Expansionsmaschinen.
§ 46. Dreifach-Expansionsmaschinen.
§ 47. Vierfach-Expansionsmaschinen.

VIII. Abschnitt. Die Berechnnng der Cylinder-Abmessungen von Schiffsmaschinen.
§ 48. Berechnung der Einfach-Expansionsmaschinen.
§ 49. Berechnung der Woolf-schen Maschinen.
§ 50. Berechnung der zweicylindrigen Compoundmaschinen.
§ 51. Berechnung der dreicylindrigen Compoundmaschinen.
§ 52. Berechnung der Drei- und Vierfach-Expansionsmaschinen.

Zweiter Theil.
Die Schiffskessel.

IX. Abschnitt. Die Schiffskesseltypen.
§ 53. Wirkungsgrad der Schiffskessel.
§ 54. Kofferkessel.
§ 55. Cylinderkessel.
§ 56. Locomotivkessel.
§ 57. Wasserrohrkessel.
§ 58. Hülfskessel.
§ 59. Bootskessel.

X. Abschnitt. Die Festigkeit der Schiffskessel.
§ 60. Material.
§ 61. Wandstärken.
§ 62. Nietungen.
§ 63. Verankerungen.

XI. Abschnitt. Die Feuerungs-Anlagen der Schiffskessel.
§ 64. Feuerraum.
§ 65. Feuerzüge.
§ 66. Künstlicher Zug.
§ 67. Unterwind.

XII Abschnitt. Die Ausrüstung der Schiffskessel.
§ 68. Ablassvorrichtungen.
§ 69. Speisevorrichtungen.
§ 70. Sicherheitsvorrichtungen.
§ 71. Reinigungsvorrichtungen.
§ 72. Vorrichtungen für besondere Zwecke.
§ 73. Dampftrockner u. Ueberhitzer.
§ 74. Kesselbekleidung.

XIII. Abschnitt. Der Einbau der Schiffskessel.
§ 75. Lagerung d. Kessel im Schiff.
§ 76. Befestigung d. Schiffskessel.
§ 77. Heizraum-Einrichtungen.

Dritter Theil.
Die Schiffsmaschinen.

XIV. Abschnitt. Die Schiffsmaschinentypen.
§ 78. Anlage d. Schiffsmaschinen.
§ 79. Schraubenschiffsmaschinen.
§ 80. Räderschiffsmaschinen.
§ 81. Reactionsmaschinen.

XV. Abschnitt. Die Dampfcylinder.
§ 82. Dampfzuleitung.
§ 83. Dampfcylinder u. Dampfmäntel.
§ 84. Dampfkolben.
§ 85. Ausrüstung der Dampfcylinder.

XVI. Abschnitt. Die Steuerungen.
§ 86. Eintheilung und Einzeltheile.
§ 87. Normalsteuerung und ihre Abweichungen.
§ 88. Schieberarten.
§ 89. Schieberentlastungen.
§ 90. Umsteuerungen.
§ 91. Expansionssteuerungen.
§ 92. Schieberdiagramme.
§ 93. Regulirung d. Steuerungen.

XVII. Abschnitt. Die Uebertragungsmaschinentheile.
§ 94. Geradführungen.
§ 95. Pleyelstangen.
§ 96. Balanciers.
§ 97. Wellen und Lager der Schraubenschiffsmaschinen.
§ 98. Wellen und Lager der Räderschiffsmaschinen.

durch den Einfluss der Körpertheilchen bestimmt, zwischen denen er lagert.

Anziehungs-Gesetz.

3) Die Körpermoleküle und Aetheratome wirken anziehend auf einander, desgleichen die Körpermoleküle unter sich, während sich die Aetheratome untereinander abstossen.

Dynamide.

4) Infolge dieser Kräfte wird sich um jedes Körpermolekül eine Atmosphäre von Aetheratomen bilden, ein solches Molekül mit seiner Aetherhülle heisst eine *Dynamide.* *)

Körper.

5) Jeder Körper besteht hiernach aus einem System von Dynamiden.

§ 3.

Energie.

Kinetische Energie.

1) Stehen zwei freie Dynamiden in einer beliebigen Entfernung von einander, so werden sie sich unter Einwirkung der obengenannten Kräfte entweder bis zu ihrer Gleichgewichtslage anziehen oder abstossen. Die bei dieser Bewegung verrichtete Arbeit nennt man *die kinetische Energie, die Energie der Bewegung oder die lebendige Kraft.*

Potentielle Energie.

2) Befinden sich beide Dynamiden in einer Zwangslage, in welcher sie wohl unter dem Einfluss der erwähnten Kräfte stehen, denselben aber nicht gehorchen können, dann heisst die in ihnen aufgespeicherte, jederzeit zur Leistung bereite Arbeit *die potentielle Energie, die Energie der Lage oder die Spannkraft.*

Umwandlung der Energie.

3) Im Bewegungszustande der beiden Dynamiden verwandelt sich ihre potentielle Energie allmälig in kinetische, wobei die Summe beider sich ändernder Energien dieselbe bleibt; so zwar, dass im Anfange der Bewegung bei der Geschwindigkeit Null, wo die Spannkraft noch in ihrer ursprünglichen Grösse besteht, die lebendige Kraft gleich Null ist, während am Ende der Bewegung bei der grössten Geschwindigkeit die Spannkraft vollständig in lebendige Kraft umgewandelt worden ist.

Schwingende Bewegung der Dynamiden.

4) Infolge dieser lebendigen Kraft werden zwei in Bewegung begriffene Dynamiden sich über ihre Gleichgewichtslage hinaus nähern, dann wieder über dieselbe hinaus abstossen, wieder nähern u. s. f., das heisst, sie werden sich beständig in einer *schwingenden* Bewegung befinden.

Schwingende Bewegung der Aetheratome.

5) Zwei Aetheratome einer Dynamide verhalten sich untereinander genau so wie die Dynamiden selbst, weil jedes gewaltsam aus

*) F. Redtenbacher. Das Dynamidensystem. Mannheim 1857.

seiner Gleichgewichtslage gerissene Aetheratom aus den vorstehenden Gründen eine schwingende Bewegung annehmen muss.

6) Da sich jedes Körpermolekül einer Dynamide auch noch um seinen im Gleichgewichtszustande in Ruhe befindlichen Schwerpunkt wälzen und drehen kann, so folgt, dass sowohl die Aetherhülle als auch das Körpermolekül einer Dynamide potentielle und kinetische Energie besitzen kann. Bewegung der Körpermoleküle.

7) Die in einem System von Dynamiden oder in einem Körper in jedem Augenblicke angehäufte kinetische Energie oder lebendige Kraft, aus was immer für Bewegungen der Aetheratome oder Körpermoleküle sie auch herrühren mag, nennt man die *Schwingungsarbeit W* des Körpers. Schwingungsarbeit.

8) Die in demselben Dynamidensystem enthaltene, sowie die zur Herstellung seines augenblicklichen Zustandes möglicherweise schon verbrauchte potentielle Energie heisst die *Disgregationsarbeit H.* Disgregationsarbeit.

9) Kommt die Disgregationsarbeit zur Wirkung, so hat sie zwei Klassen von Kräften zu überwinden:*) Verschiebungsarbeit.

a) solche, welche die kleinsten Theilchen untereinander ausüben, die also in der Natur des Körpers liegen,

b) solche, die von fremden Einflüssen herrühren, unter denen der Körper steht, und die sich meistens als Pressungen an seiner Oberfläche äussern.

Die zur Ueberwindung der ad a) angeführten Kräfte erforderliche Arbeit heisst die *Verschiebungsarbeit J*, die zur Ueberwindung der ad b) genannten die *äussere Arbeit L.* Aeussere Arbeit.

10) Weil die Schwingungsarbeit *W* und die Verschiebungsarbeit *J* nur innere Zustandsänderungen eines Körpers hervorrufen, fasst man sie im Gegensatz zu der äusseren Arbeit *L* auch unter dem Namen *innere Arbeit U* zusammen. Innere Arbeit.

11) Da ein Dynamidensystem nur durch eine Veränderung seiner kinetischen und potentiellen Energie eine Zustandsänderung erfahren kann, so kann ein Körper nur durch Aufnahme oder Abgabe von Schwingungs- oder Disgregationsarbeit oder von beiden zugleich eine Zustandsänderung erleiden, welcher Art auch die Einwirkungen sein mögen, denen er unterworfen ist. Zustandsänderungen der Körper.

*) R. Clausius. „Die mechanische Wärmetheorie“. Braunschweig 1876. S. 29.

durch den Einfluss der Körpertheilchen bestimmt, zwischen denen er lagert.

Anziehungs-Gesetz.

3) Die Körpermoleküle und Aetheratome wirken anziehend auf einander, desgleichen die Körpermoleküle unter sich, während sich die Aetheratome untereinander abstossen.

Dynamide.

4) Infolge dieser Kräfte wird sich um jedes Körpermolekül eine Atmosphäre von Aetheratomen bilden, ein solches Molekül mit seiner Aetherhülle heisst eine *Dynamide.* *)

Körper.

5) Jeder Körper besteht hiernach aus einem System von Dynamiden.

§ 3.

Energie.

Kinetische Energie.

1) Stehen zwei freie Dynamiden in einer beliebigen Entfernung von einander, so werden sie sich unter Einwirkung der obengenannten Kräfte entweder bis zu ihrer Gleichgewichtslage anziehen oder abstossen. Die bei dieser Bewegung verrichtete Arbeit nennt man *die kinetische Energie, die Energie der Bewegung oder die lebendige Kraft.*

Potentielle Energie.

2) Befinden sich beide Dynamiden in einer Zwangslage, in welcher sie wohl unter dem Einfluss der erwähnten Kräfte stehen, denselben aber nicht gehorchen können, dann heisst die in ihnen aufgespeicherte, jederzeit zur Leistung bereite Arbeit *die potentielle Energie, die Energie der Lage oder die Spannkraft.*

Umwandlung der Energie.

3) Im Bewegungszustande der beiden Dynamiden verwandelt sich ihre potentielle Energie allmälig in kinetische, wobei die Summe beider sich ändernder Energien dieselbe bleibt; so zwar, dass im Anfange der Bewegung bei der Geschwindigkeit Null, wo die Spannkraft noch in ihrer ursprünglichen Grösse besteht, die lebendige Kraft gleich Null ist, während am Ende der Bewegung bei der grössten Geschwindigkeit die Spannkraft vollständig in lebendige Kraft umgewandelt worden ist.

Schwingende Bewegung der Dynamiden.

4) Infolge dieser lebendigen Kraft werden zwei in Bewegung begriffene Dynamiden sich über ihre Gleichgewichtslage hinaus nähern, dann wieder über dieselbe hinaus abstossen, wieder nähern u. s. f., das heisst, sie werden sich beständig in einer *schwingenden* Bewegung befinden.

Schwingende Bewegung der Aetheratome.

5) Zwei Aetheratome einer Dynamide verhalten sich untereinander genau so wie die Dynamiden selbst, weil jedes gewaltsam aus

*) F. Redtenbacher. Das Dynamidensystem. Mannheim 1857.

seiner Gleichgewichtslage gerissene Aetheratom aus den vorstehenden Gründen eine schwingende Bewegung annehmen muss.

6) Da sich jedes Körpermolekül einer Dynamide auch noch um seinen im Gleichgewichtszustande in Ruhe befindlichen Schwerpunkt wälzen und drehen kann, so folgt, dass sowohl die Aetherhülle als auch das Körpermolekül einer Dynamide potentielle und kinetische Energie besitzen kann. Bewegung der Körpermoleküle.

7) Die in einem System von Dynamiden oder in einem Körper in jedem Augenblicke angehäufte kinetische Energie oder lebendige Kraft, aus was immer für Bewegungen der Aetheratome oder Körpermoleküle sie auch herrühren mag, nennt man die *Schwingungsarbeit* W des Körpers. Schwingungsarbeit.

8) Die in demselben Dynamidensystem enthaltene, sowie die zur Herstellung seines augenblicklichen Zustandes möglicherweise schon verbrauchte potentielle Energie heisst die *Disgregationsarbeit* H. Disgregationsarbeit.

9) Kommt die Disgregationsarbeit zur Wirkung, so hat sie zwei Klassen von Kräften zu überwinden:*) Verschiebungsarbeit.

a) solche, welche die kleinsten Theilchen untereinander ausüben, die also in der Natur des Körpers liegen,

b) solche, die von fremden Einflüssen herrühren, unter denen der Körper steht, und die sich meistens als Pressungen an seiner Oberfläche äussern.

Die zur Ueberwindung der ad a) angeführten Kräfte erforderliche Arbeit heisst die *Verschiebungsarbeit* J, die zur Ueberwindung der ad b) genannten die *äussere Arbeit* L. Aeussere Arbeit.

10) Weil die Schwingungsarbeit W und die Verschiebungsarbeit J nur innere Zustandsänderungen eines Körpers hervorrufen, fasst man sie im Gegensatz zu der äusseren Arbeit L auch unter dem Namen *innere Arbeit* U zusammen. Innere Arbeit.

11) Da ein Dynamidensystem nur durch eine Veränderung seiner kinetischen und potentiellen Energie eine Zustandsänderung erfahren kann, so kann ein Körper nur durch Aufnahme oder Abgabe von Schwingungs- oder Disgregationsarbeit oder von beiden zugleich eine Zustandsänderung erleiden, welcher Art auch die Einwirkungen sein mögen, denen er unterworfen ist. Zustandsänderungen der Körper.

*) R. Clausius. „Die mechanische Wärmetheorie". Braunschweig 1876. S. 29.

§ 4.

Aequivalenz von Wärme und Arbeit.

I. Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie.

Wärme-Wirkung.

1) Setzt man einen Körper den Einwirkungen der Wärme aus, indem man ihm solche zuführt oder entzieht, so erleidet derselbe erfahrungsmässig eine Temperatur- und Volumen-Zunahme bezw. Abnahme.

Erwärmungsarbeit.

2) Die Temperatur-Veränderung schreibt man Aenderungen der Schwingungsarbeit zu, weswegen man sie auch *Erwärmungsarbeit* nennt. Hiernach ist die in einem Körper enthaltene *fühlbare oder messbare Wärme* eine Bewegung seiner kleinsten Theilchen. Zu diesem höchst wahrscheinlichen Schlusse berechtigt eine Reihe von Untersuchungen, durch welche der Nachweis geführt ist, dass die *strahlende Wärme* wie das Licht in der Fortpflanzung schwingender Bewegungen des Aethers ihren Grund hat.

Volumenveränderung.

3) Die Volumenveränderung des Körpers, welche meist unter Ueberwindung äusserer Widerstände (Pressungen) vor sich geht, führt im Allgemeinen eine Aenderung in der Anordnung seiner Bestandtheile herbei, kann also nur durch Verbrauch oder Erzeugung von Disgregationsarbeit entstehen.

Gleichwerthigkeit von Wärme und Arbeit.

4) Daher nimmt man an, *dass die Wärmemenge, welche man einem Körper zuführt oder entzieht, der Summe der gleichzeitig stattfindenden Aenderungen der Schwingungs- und Disgregationsarbeit des Körpers direct proportional ist.*

I. Hauptsatz.

5) Die Richtigkeit der vorstehenden Hypothese ist durch Versuche nachgewiesen, bei denen man eine bestimmte Wärmemenge durch eine gewisse Arbeit und umgekehrt erzeugte. Man sagt daher auch:

„*Wärme und Arbeit sind äquivalent*“.

Dies ist der I. Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie.

Arbeitseinheit.

6) Die *Arbeitseinheit* bildet diejenige Leistung, welche aufgewendet werden muss, um 1 Kilogramm 1 Meter hoch zu heben, sie heisst das *Meterkilogramm* mk.

Wärmeeinheit.

7) Die *Wärmeeinheit* = W. E. bildet diejenige Wärmemenge, welche man 1 kg Wasser zuführen muss, um es von 0 ° C *) auf 1 ° C zu erwärmen.

8) Durch ausserordentlich mühevolle und zahlreiche Versuche von JOULE **) und anderen ist festgestellt, dass wahrscheinlich ist:

*) Wenn im Folgenden von Temperaturgraden ohne weitere Bezeichnung der Scala die Rede ist, so ist stets diejenige von Celsius zu Grunde gelegt.

**) Philosophical transactions for the year 1850. S. 1.

$$1 \text{ W.E.} = 424 \text{ mk} = \frac{1}{A} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Diese Arbeit von 424 mk heisst das *mechanische Wärmeäquivalent* oder der *Arbeitsgleichwerth der Wärmeeinheit.* Mechanisches Wärmeäquivalent.

Schreibt man hingegen:

$$\tfrac{1}{424} \text{ W.E.} = 1 \text{ mk} = A \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1^a)$$

so nennt man diesen Werth den *Wärmegleichwerth der Arbeitseinheit.*

9) Aus dem Vorhergegangenen lässt sich nun folgern: Führt man einem Körper von einer Wärmequelle eine gewisse Menge dQ zu, so wird Allgemeine Wärmezuführung oder Entziehung.

a) ein Theil dieser Wärme $A\,dW$ zu einer Vergrösserung der Schwingungsarbeit, also zu einer Erhöhung der Temperatur verbraucht,

b) ein anderer Theil $A\,dJ$ ändert die Verschiebungsarbeit, bringt also eine Cohäsionsveränderung hervor,

c) der noch übrig bleibende Theil $A\,dL$ leistet die äussere Arbeit, welche durch die Ueberwindung des auf dem Körper lastenden Druckes bei seiner Ausdehnung erforderlich wird.

Mithin

$$dQ = A\,(dW + dJ + dL)\text{*)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

oder da:

$$dW + dJ = dU \text{ und } dJ + dL = dH$$
$$dQ = A\,(dU + dL) = A\,(dW + dH) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2^a)$$

Wird dem Körper die Wärmemenge dQ entzogen, so gelten dieselben Gleichungen mit negativen Vorzeichen.

10) Die Wärmebewegung im Innern der Körper bei den verschiedenen Aggregatszuständen erklärt CLAUSIUS**) in folgender Weise: Wärmebewegung.

a) In einem *festen* Körper schwingen die Moleküle geradlinig unter Einwirkung der Kräfte, welche sie gegenseitig auf einander ausüben, um gewisse Gleichgewichtslagen; auch drehende Bewegungen um ihren Schwerpunkt, sowie Bewegungen der Atome des Moleküls können auftreten.

b) In einem *flüssigen* Körper findet eine schwingende, wälzende und fortschreitende Bewegung statt, die lebendige Kraft derselben ist indessen gegenüber der gegenseitigen Anziehung nicht stark genug, um die einzelnen Moleküle von einander zu trennen, sie erhalten sich ohne äussern Druck innerhalb eines gewissen Volumens.

c) In einem *vollkommen gasförmigen* Körper (siehe § 6, 1) bewegen sich die Moleküle nach dem Trägheitsgesetze geradlinig

*) G. ZEUNER. Technische Thermodynamik. Leipzig 1887. S. 21.

**) POGGENDORFF's Annalen. Bd. 100. S. 353.

fort, wobei sie sich um ihren Schwerpunkt drehen, sie sind ganz aus den Sphären ihrer gegenseitigen Anziehung gerückt.

Wärmezuführung unter besonderen Verhältnissen.

11) Führt man einem Körper Wärme zu oder entzieht man ihm dieselbe, so wird:

$$d\,W = 0$$

wenn der Körper *nur* seinen Aggregatszustand ändert,

$$d\,J = 0$$

wenn sich der Körper im *vollkommen gasförmigen Zustande* befindet,

$$d\,L = 0$$

wenn der Körper ein *constantes Volumen* besitzt.

Schema der durch Wärme hervorgerufenen Veränderungen.

12) Nachstehendes Schema veranschaulicht die unter der Einwirkung der Wärme in einem Körper auftretenden Veränderungen:

Wärmezuführung oder Entziehung *(d Q)*

Erwärmungsarbeit *(d W)* — Disgregationsarbeit *(d H)*

Verschiebungsarbeit *(d J)* — Aeussere Arbeit *(d L)*

Temperatur-Aenderung. — Cohäsions-Aenderung. — Druck-Aenderung.

Innere Arbeit *(d U.)*

§ 5.

Specifische Wärme.

Gewichtscapacität.

1) Die Wärmemenge, d. h. die Anzahl Wärmeeinheiten, welche man 1 kg eines Stoffes zuführen muss, um ihn um 1 ^{0} zu erwärmen, heisst seine *Gewichtscapacität* oder seine *specifische Wärme bei gleichem Gewichte.*

Raumcapacität.

2) Die Wärmemenge, d. h. die Anzahl Wärmeeinheiten, welche man 1 cbm eines Stoffes zuführen muss, um ihn um 1 ^{0} zu erwärmen, heisst seine *Raumcapacität* oder seine *specifische Wärme bei gleichem Volumen.*

Verhältniss beider Capacitäten.

3) Die Raumcapacität eines Stoffes ist gleich seiner Gewichtscapacität multiplicirt mit seinem specifischen Gewicht.

Wärmecapacität.

4) Da gewöhnlich nur von der Gewichtscapacität eines Stoffes die Rede ist, so bezeichnet man diese meistens schlechtweg nur als *Wärmecapacität oder specifische Wärme C.*

Wasserwerth.

5) *Der Wasserwerth C G* eines Stoffes ist das Produkt aus seiner specifischen Wärme *C* und seinem Gewichte *G*, er stellt das Gewicht derjenigen Wassermasse dar, welche durch eine gleiche Wärmemenge dieselbe Temperatur-Aenderung erfährt.

Veränderlichkeit der specifischen Wärme.

6) Die vorstehenden Erklärungen stammen aus der Zeit, in der man noch annahm, dass die Wärme selbst ein Stoff, und in der man

auch nicht wusste, dass die specifische Wärme aller Stoffe mit Ausnahme der vollkommenen Gase von der Temperatur *) mehr oder minder abhängig sei. Nur für solche technische Rechnungen, für welche es nicht auf einen sehr hohen Grad der Genauigkeit **) ankommt, darf die specifische Wärme C für die einzelnen Stoffe als constant angenommen werden. Sie hängt z. B. beim Wasser nach REGNAULT von der Temperatur t in folgender Weise ab:

$$C = 1 + 0{,}0000\,4\,t + 0{,}000000\,9\,t^2$$

Die nachstehende Tabelle enthält die specifische Wärme der für den Maschinenbau wichtigsten Stoffe, welche REGNAULT bestimmt hat.

Tabelle der specifischen Wärme fester und flüssiger Stoffe.

Stoff	Specifische Wärme bei gleichem Gewicht	Specifische Wärme bei gleichem Volumen	Stoff	Specifische Wärme bei gleichem Gewicht	Specifische Wärme bei gleichem Volumen.
1	2	3	1	2	3
Antimon	0,0508	340	Schmiedeisen	0,1138	882
Blei	0,0314	357	Stahl, harter	0,1175	916
Gusseisen	0,1298	941	Stahl, weicher	0,1165	916
Holz, Eichen	0,5700	439	Zink	0,0955	688
Holz, Fichten	0,6500	280	Zinn	0,0562	410
Kupfer	0,0951	833	Quecksilber	0,0333	—
Messing	0,0939	803	Wasser	1,0000	1000

7) Bei Gasen unterscheidet man, je nachdem sie unter constantem Volumen oder constantem Druck erwärmt werden: *Specifische Wärme bei constantem Volumen* C_v und *specifische Wärme bei constantem Druck* C_p. Specifische Wärme der Gase.

8) Führt man 1 kg eines vollkommenen Gases unter constantem Volumen Wärme zu, so kann dieselbe, da $d\,L$ und $d\,J$ gleich Null sind, nur Erwärmungsarbeit verrichten und es wird, wenn sich das Gas um 1^0 erwärmt: Specifische Wärme bei constantem Volumen C_v.

$$d\,Q = A\,d\,W = C_v$$

Steigt die Temperatur eines unter constantem Volumen gehaltenen vollkommenen Gases um $d\,T^0$, so ist die hierbei verrichtete Erwärmungsarbeit allgemein:

$$A\,d\,W = C_v\,d\,T \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

*) Nach G. ZEUNER „Technische Thermodynamik" Leipzig 1887, S. 141 werden die specifischen Wärmen der Gase möglicherweise von der Temperatur *und* dem Druck abhängen.

**) Genauere Angaben über die Veränderlichkeit der specifischen Wärme mit der Temperatur und dem Aggregatszustand sind von PFAUNDLER zusammengestellt in MÜLLER-POUILLET's Lehrbuch der Physik II. B. II. Abth. S. 318.

Specifische Wärme bei constantem Volumen Cp.

9) Erwärmt man 1 kg eines vollkommenen Gases unter constantem Druck um 1°, dann verrichtet die zugeführte Wärme, weil $dJ = 0$ ist, nur Erwärmungsarbeit und äussere Arbeit. Die Erwärmungsarbeit ist nach 8) gleich Cv und die äussere Arbeit ist in diesem Falle constant gleich R, wie im § 6, 18 nachgewiesen wird. Daraus folgt:

$$\left.\begin{array}{l} C_p = C_v + AR \\ C_p - C_v = AR. \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (4)$$

Verhältniss beider specifischen Wärmen.

10) Für vollkommene Gase ist endlich nach angestellten Versuchen und Rechnungen das Verhältniss $\frac{C_p}{C_v}$ constant, nämlich

$$\frac{C_p}{C_v} = \varkappa = 1{,}41. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (5)$$

Aus Gleichung 4 und 5 folgt:

$$\frac{C_p}{C_v} = \frac{AR}{C_v} + 1 = \varkappa \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (5^a)$$

$$R = (\varkappa - 1)\frac{C_v}{A} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (6)$$

$$AR = (\varkappa - 1)\,C_v = C_p - C_v \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (7)$$

11) Die nachstehende Tabelle giebt die specifische Wärme einiger für die Praxis wichtigsten Gase und Gasgemenge wieder:

Tabelle der specifischen Wärme von Gasen.

Gas	Dichtigkeit bezogen auf Luft δ	Specifische Wärme bei constantem Druck C_p	Specifische Wärme bei constantem Volum. C_v	$\varkappa = \frac{C_p}{C_v}$	Specifische Wärme bei constantem Druck bezogen auf die specifische Wärme der Luft = 1.
1	2	3	4	5	6
Atm. Luft	1,0000	0,2375	0,1684	1,410	1,0000
Sauerstoff	1,1056	0,2175	0,1550	1,403	0,9158
Stickstoff	0,9714	0,2438	0,1727	1,412	1,0265
Wasserstoff	0,0693	3,4090	2,4119	1,413	14,3537
Kohlenoxyd	0,9673	0,2450	0,1736	1,411	1,0316
Kohlensäure bei 0°	1,5291	0,1870			0,7874
„ „ 100°	—	0,2145	0,1714 im Mittel	1,265 im Mittel	0,9032
„ „ 200°	—	0,2396			1,0088
Sumpfgas	0,5527	0,5929	0,4679	1,267	2,4964
Oelbildendes Gas	0,9672	0,4040	0,3326	1,215	1,7011
Wasserdampf (mässig überhitzt)	0,6219	0,4805	0,3694	1,301	2,0232

§ 6.

Hauptgesetze der Zustands-Aenderungen vollkommener Gase.

1) Ist ein Gas soweit von seinem Condensationspunkte entfernt, dass die nachstehenden Gesetze auf seine Zustandsänderungen mit Genauigkeit anwendbar sind, so heisst dasselbe ein *vollkommenes* Gas; für alle andern Gase haben diese Gesetze nur angenäherte Giltigkeit. Vollkommene Gase.

2) Die Zustandsänderungen eines Gases kann man graphisch darstellen, indem man die jeweiligen Volumina desselben als Abscissen und die zugehörigen Drucke, unter denen das Gas steht, als Ordinaten in ein rechtwinkliges Coordinatensystem einträgt. Die Endpunkte der Ordinaten ein und derselben Zustandsänderung liefern dann eine Curve (Tafel 1, Fig. 3): *Die Druck- oder Spannungscurve,* und die Spannungscurven aller verschiedenen Zustandsänderungen umschliessen eine Fläche: *Das Spannungsdiagramm.* Der Inhalt desselben giebt die äussere Arbeit an, welche durch die Zustandsänderungen des Gases geleistet oder verbraucht wurde. Spannungsdiagramme.

3) **Das Gay-Lussac'sche Gesetz**: *Alle vollkommenen Gase werden bei der Erwärmung unter constantem Druck gleich stark ausgedehnt.* Gay-Lussac-sches Gesetz.

4) Erwärmt man das Volumen v_0 eines vollkommenen Gases von 0^0 unter dem Druck der Atmosphäre, d. h. bei einem Barometerstande von 760 mm auf t^0, so dehnt sich dasselbe nach Untersuchungen von GAY-LUSSAC, REGNAULT und Anderen von Grad zu Grad um ca. $^1/_{273}\ v_0$ aus. Die Zahl $^1/_{273} = \alpha = 0{,}003665$ heisst der *Ausdehnungscoefficient der vollkommenen Gase.* Aus v_0 entsteht somit nach der Erwärmung: Ausdehnungscoefficient.

$$v = v_0\,(1 + \alpha\, t) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

5) Erkaltet dasselbe Volumen v_0 unter Null Grad, so muss dasselbe auch von Grad zu Grad um $^1/_{273}\ v_0$ abnehmen, also bei -273^0 die Nullgrenze seines Volumens erreichen. Man nimmt an, dass bei dieser Grenze jede Temperaturgrösse zu existiren aufhört, und nennt die Temperatur von -273^0 den *absoluten Nullpunkt der Temperatur.* Nullpunkt der Temperatur.

6) Die von diesem Nullpunkte ab gerechnete Temperatur eines Körpers heisst seine *absolute Temperatur*, dieselbe ist, wenn t seine Temperatur nach der Celsius'schen Thermometerscala bezeichnet: Absolute Temperatur.

$$T = 273 + t \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

7) Aus 4) und 6) lässt sich ableiten: Andere Fassung des Gay-Lussac-schen Gesetzes.

$$\frac{v}{v_1} = \frac{v_0(1+\alpha t)}{v_0(1+\alpha t_1)} = \frac{\frac{1}{\alpha}+t}{\frac{1}{\alpha}+t_1} = \frac{273+t}{273+t_1} = \frac{T}{T_1} \quad \ldots\ldots \quad (10)$$

das heisst:

Die Volumina aller vollkommenen Gase sind unter constantem Druck ihren absoluten Temperaturen direct proportional.

Aeussere Arbeit beim Gay-Lussac'schen Gesetz.

8) *Die äussere Arbeit,* welche ein vollkommenes Gas verrichtet, wenn es sich nach dem Gay-Lussac'schen Gesetze von v auf v_1 durch Erhöhung seiner Temperatur von T^0 auf $T_1{}^0$ ausdehnt, berechnet sich unter Verwendung von Gl. 18 (siehe weiter hinten unter 19)

$$dL = p\,dv$$

oder da p constant ist:

$$\int dL = p\int_v^{v_1} dv$$

$$L = p(v_1 - v) \text{ mk} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Wärmemenge beim Gay-Lussac'schen Gesetz.

9) *Die Wärmemenge,* welche jedem kg des Gases zuzuführen ist, damit es dem Gay-Lussac'schen Gesetze folgend die vorstehende Arbeit verrichten kann, bestimmt sich aus der allgemeinen Gleichung:

$$dQ = A(dW + dJ + dL).$$

Bei allen vollkommenen Gasen ist $dJ = 0$, daher:

$$dQ = A(dW + dL)$$

und da nach Gl. 3:

$$A\,dW = C_v\,dT$$

$$A\int dW = C_v\int_T^{T_1} dT$$

$$AW = C_v(T_1 - T)$$

so folgt:

$$Q = AW + AL = C_v(T_1 - T) + Ap(v_1 - v).$$

Nach Gl. 16 ist unter Berücksichtigung, dass p constant bleibt:

$$T_1 = \frac{pv_1}{R} \text{ und } T = \frac{pv}{R}$$

mithin:

$$Q = \left(\frac{C_v}{R} + A\right)p(v_1 - v) = \left(\frac{C_v}{AR} + 1\right)Ap(v_1 - v)$$

hieraus folgt nach Gl. 7:

$$Q = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}Ap(v_1 - v) \qquad \text{W. E.} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Beispiel zum Gay-Lussac'schen Gesetz.

10) Beispiel: 1 kg eines vollkommenen Gases, dessen Constante $R = 30$ angenommen sei (siehe weiter hinten unter 20), besitze eine absolute Temperatur $T = 300^0$ und stehe unter einer Spannung $p = 40000$ kg/qm. Sein Volumen v berechnet sich dann nach Gl. 16 zu:

$$v = \frac{RT}{p} = \frac{30 \cdot 300}{40000} = 0{,}225 \text{ cbm.}$$

Dieses Gas dehne sich nach dem Gay-Lussac'schen Gesetze unter *constantem Drucke* auf ein Volumen aus:

$$v_1 = 4\,v = 4 \,.\, 0{,}225 = 0{,}9 \text{ cbm.}$$

dann verrichtet es eine äussere Arbeit (Expansionsarbeit) von:

$$L = p\,(v_1 - v) = 40000\,(0{,}9 - 0{,}225) = 27000 \text{ mk.}$$

Die Wärmemenge, welche ihm während der Ausdehnung zugeführt werden muss, bestimmt sich zu:

$$Q = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} A\,p\,(v_1 - v) = \frac{1{,}41}{1{,}41 - 1} \cdot \frac{1}{424} \cdot 27000 = 219{,}06 \text{ W. E.}$$

von denen $\frac{27000}{424} = 63{,}68$ W. E. für die Expansionsarbeit und $219{,}06 - 63{,}68 = 155{,}38$ W. E. für die Erhöhung der Temperatur verbraucht werden.

11) Die nach dem Gay-Lussac'schen Gesetz gezeichnete Spannungscurve ist eine der Abscissenaxe parallele Gerade, weil die Spannung für alle jeweiligen Volumina des Gases constant ist. Sie ist in Fig. 2 auf Tafel 1 als die über 0 hinaus nach rechts verlängerte Gerade $A\,0$ eingetragen. Gay-Lussac'sche Curve.

12) **Das Mariotte'sche Gesetz:** *Die Volumina aller vollkommenen Gase sind bei constanten Temperaturen ihren Spannungen umgekehrt proportional.* Mariotte'sches Gesetz.

$$\left.\begin{aligned} \frac{v}{v_1} &= \frac{p_1}{p} \\ p\,v &= p_1\,v_1 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

13) *Die äussere Arbeit,* welche ein vollkommenes Gas verrichtet, wenn es sich nach dem Mariotte'schen Gesetze bei gleichbleibender Temperatur T^0 von v auf v_1 ausdehnt, bestimmt sich unter Benutzung von Gl. 18: Aeussere Arbeit beim Mariotte-schen Gesetz.

$$d\,L = p\,dv$$

worin p und v Variable sind, auf folgende Weise: Um p zu eliminiren, setze man nach Gl. 16

$$p = \frac{R\,T}{v}$$

dann wird:

$$d\,L = R\,T\frac{dv}{v}$$

$$\int d\,L = R\,T\int_v^{v_1} \frac{dv}{v}$$

$$L = R\,T \ln{}^{*)} \frac{v_1}{v} = R\,T \ln \frac{p}{p_1} \quad \text{mk.} \ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

14) *Die Wärmemenge,* welche jedem kg des Gases zuzuführen ist, damit es diese Arbeit verrichten kann, berechnet sich aus der allgemeinen Gleichung, wie folgt: Wärmemenge beim Mariotte-schen Gesetz.

$$d\,Q = A\,(d\,W + d\,J + d\,L)$$

*) ln = *(logarithmus naturalis)* der natürliche Logarithmus.

hierin ist: $dJ = 0$ wegen des vollkommenen Gases,
$dW = 0$ wegen der constanten Temperatur, also:

$$dQ = A\,dL$$
$$Q = A\,L$$

oder mit Rücksicht auf Gleichung 14:

$$Q = A\,R\,T \ln \frac{v_1}{v} \quad \text{W. E.} \qquad (15)$$

Beispiel zum Mariotte'schen Gesetz.

15) Beispiel: Dehnt sich das unter 10) angenommene kg Gas nach dem Mariotte'schen Gesetze bei *constanter Temperatur* aus, so wird die von ihm verrichtete Expansionsarbeit:

$$L = R\,T \ln \frac{v_1}{v} = 30\,.\,300\,.\ln 4 = 12476 \text{ mk.}$$

und die demselben zugeführte Wärmemenge:

$$Q = A\,L = \frac{1}{424}\,.\,12476 = 29{,}42 \quad \text{W. E.}$$

Mariotte'sche Curve oder Isotherme.

16) Die nach dem Mariotte'schen Gesetz gezeichnete Spannungscurve heisst die *Isotherme,* es ist eine gleichseitige Hyperbel, deren Asymptoten die Coordinatenaxen bilden. Man erhält dieselbe nach RANKINE*) für ein auf v_1 expandirendes Anfangsvolumen v; wenn man (Tafel 1, Fig. 1) die Strecke $v_1 - v$ in eine beliebige Anzahl gleicher oder ungleicher Theile theilt, in diesen Theilpunkten Senkrechte errichtet und dann von dem Endpunkte der die Anfangsspannung p darstellenden Ordinate eine Parallele zu $v_1 - v$ zieht. Die Schnittpunkte 1, 2, 3 . . . dieser Parallelen mit den Senkrechten verbindet man mit dem Coordinatenanfangspunkt O. Zieht man von den Schnittpunkten I; II; III dieser Verbindegeraden auf der Ordinate p Parallelen zu $v_1 - v$, so geben die Schnittpunkte 1_{I}; 2_{II}; 3_{III} . . . derselben mit den zugehörigen Senkrechten Punkte der gesuchten Isotherme. — Der Beweis für diese Construction liegt in der Aehnlichkeit der bezüglichen Dreiecke O A 1 und I II 1.

Combinirtes Gay-Lussac-Mariotte'sches Gesetz.

17) **Das combinirte Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz:** *Bei allen vollkommenen Gasen ist die äussere Arbeit, welche durch Erwärmung von 1 kg derselben um 1° unter constantem Druck verrichtet wird, constant.*

Ableitung des Gesetzes.

18) Nach Gl. 8 sei das Volumen von 1 kg eines vollkommenen Gases von t^0 beim Atmosphärendruck $v = v_0\,(1 + \alpha\,t)$; bei einem Druck p wird dasselbe dann nach Gl. 13:

$$v = \frac{v_0}{p}\,(1 + \alpha\,t)$$

und das Volumen v_1 von 1 kg eines vollkommenen Gases bei t_1^0 und einem Druck p_1

$$v_1 = \frac{v_0}{p_1}\,(1 + \alpha\,t_1) \qquad \text{so dass}$$

*) W. J. M. RANKINE. Miscellaneous scientific papers. London 1881. S. 456.

$$\frac{v}{v_1} = \frac{p_1 (1 + \alpha t)}{p (1 + \alpha t_1)} = \frac{p_1 \left(\frac{1}{\alpha} + t\right)}{p \left(\frac{1}{\alpha} + t_1\right)} = \frac{p_1}{p} \frac{T}{T_1}$$

$$\frac{p v}{T} = \frac{p_1 v_1}{T_1} = R = \text{const.} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (16)$$

$$p v = R T \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (17)$$

19) Gl. 17 nennt man die *Zustands-Gleichung der vollkommenen Gase*, sie sagt aus: Wenn 1 kg eines vollkommenen Gases unter dem constanten Druck von p kg/qm vom absoluten Nullpunkt aus auf T^0 erwärmt wird, so verrichtet es eine äussere Arbeit von $p\,v$ mk, also pro Grad von $\frac{p\,v}{T} = R$ mk. Die unendlich kleine Zunahme der äusseren Arbeit beträgt somit: Zustands-Gleichung der vollkommenen Gase.

$$d\,L = p\,d\,v \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (18)$$

20) R heisst die *Constante des Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetzes.* Für reine und trockene atm. Luft, deren Dichtigkeit (bezogen auf die Dichtigkeit des Wassers $= 1$) bei $t = 0^0$ und einem Barometerstande von 760 mm gleich $0{,}0012932 = \frac{1}{773}$ ist, oder von welcher 1 cbm 1,2932 kg wiegt, wird $R = 29{,}272$. Für andere Gase oder Gasgemenge, deren Dichtigkeit δ ist, bezogen auf die Dichtigkeit der Luft von gleicher Temperatur und Spannung (siehe die Tabelle auf Seite 8) wird Constante des Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetzes.

$$R = \frac{29{,}272}{\delta}$$

Nach REGNAULT ist für

Stickstoff: . $R = 30{,}134$
Sauerstoff: . $R = 26{,}475$
Wasserstoff: $R = 422{,}612$
Kohlensäure bei 0^0: $R = 19{,}143$
Wasserdampf von Atmosphärenspannung: . $R = 47{,}023$.

21) **Das Poisson'sche oder das potenzirte Mariotte'sche Gesetz:** *Die Volumina aller vollkommenen Gase sind in wärmedichten Gefässen den $\varkappa^{ten}$ ($1{,}41^{ten}$) Wurzeln aus ihren Spannungen sowie den $(\varkappa - 1)^{ten}$ ($0{,}41^{ten}$) Wurzeln aus ihren absoluten Temperaturen umgekehrt proportional.* Poisson'sches Gesetz.

22) In einem wärmedichten Gefässe wird einem Gase bei seiner Zustandsänderung weder Wärme zugeführt noch entzogen. Wärmedichte Gefässe.

23) Bei einer solchen Zustandsänderung wird daher nach Gl. 2 Beziehungen zwischen Druck, Volumen und Temperatur der vollkommenen Gase beim Poisson'schen Gesetz.

$$d\,Q = A\,(d\,W + d\,J + d\,L) = 0$$

Nun ist bei vollkommenen Gasen $d\,J = 0$, ferner nach Gl. 3: $A\,d\,W = C_v\,d\,T$ und nach Gl. 18: $d\,L = p\,d\,v$; daher

$$d\,Q = C_v\,d\,T + A\,p\,d\,v = 0$$

Hieraus leiten sich folgende Beziehungen ab:

zwischen Volumen und Druck des Gases.

Um T zu eliminiren, differenzirt man Gl. 17, so entsteht:

$$d\,T = \frac{1}{R}(p\,d\,v + v\,d\,p)$$

und daher durch Einsetzung dieses Werthes:

$$\frac{C_v}{R}\,v\,d\,p + \left(\frac{C_v}{R} + A\right)p\,d\,v = 0$$

Mit Rücksicht auf Gl. 5^a lässt sich hierfür schreiben:

$$\frac{C_v}{R}(v\,d\,p + \varkappa\,p\,d\,v) = 0$$

Multiplicirt man diese Gleichung mit $\frac{R}{C_v\,p\,v}$ so erhält man:

$$\frac{d\,p}{p} + \varkappa\frac{d\,v}{v} = 0; \quad \frac{d\,p}{p} = -\varkappa\frac{d\,v}{v}$$

$$\int_p^{p_1}\frac{d\,p}{p} = -\varkappa\int_v^{v_1}\frac{d\,v}{v}$$

$$\ln(p_1 - p) = -\varkappa\ln(v_1 - v)$$

$$\ln\frac{p_1}{p} = \varkappa\ln\frac{v}{v_1}$$

$$\frac{p_1}{p} = \left(\frac{v}{v_1}\right)^{\varkappa}$$

zwischen Volumen und Temperatur des Gases.

Um p zu eliminiren, setzt man nach Gl. 16:

$$p = \frac{R\,T}{v}$$

dann wird:

$$C_v\,d\,T + A\,R\,T\frac{d\,v}{v} = 0$$

Mit Rücksicht auf Gl. 7 lässt sich diese Gl. ausdrücken durch:

$$C_v\left[d\,T + (\varkappa - 1)\,T\frac{d\,v}{v}\right] = 0$$

Multiplicirt man diese Gleichung mit $\frac{1}{C_v}$ so erhält man

$$d\,T + (\varkappa - 1)\,T\frac{d\,v}{v} = 0; \quad d\,T = -(\varkappa - 1)\,T\frac{d\,v}{v}$$

$$\int_T^{T_1}\frac{d\,T}{T} = -(\varkappa - 1)\int_v^{v_1}\frac{d\,v}{v}$$

$$\ln(T_1 - T) = -(\varkappa - 1)\ln(v_1 - v)$$

$$\ln\frac{T_1}{T} = (\varkappa - 1)\ln\frac{v}{v_1}$$

$$\frac{T_1}{T} = \left(\frac{v}{v_1}\right)^{\varkappa - 1}$$

Combinirt man beide Gleichungen, so folgt:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{v}{v_1} &= \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} = \left(\frac{T_1}{T}\right)^{\frac{1}{\varkappa - 1}} \\
\frac{p}{p_1} &= \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\varkappa} = \left(\frac{T}{T_1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} \\
\frac{T}{T_1} &= \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\varkappa - 1} = \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}
\end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (19)$$

Aeussere Arbeit beim Poisson-schen Gesetze.

24) *Die äusssere Arbeit,* welche 1 kg eines vollkommenen Gases verrichtet, wenn es sich nach dem Poisson'schen Gesetze von v auf v_1 ausdehnt, wobei seine Temperatur von T^0 auf $T_1{}^0$ sinkt, berechnet sich aus der allgemeinen Gleichung:

$$d\,Q = A\,(d\,W + d\,J + d\,L)$$

in welcher ist: $d\,Q = 0$, weil dem Gase weder Wärme zugeführt noch entzogen wird, und

$d\,J = 0$, wegen des vollkommenen Gases.

Es bleibt also:

$$A\,(d\,W + d\,L) = 0;\; A\,d\,W = -A\,d\,L$$

$$A\,d\,W = C_v\,d\,T$$

$$A\int d\,W = C_v\int_T^{T_1} d\,T = -A\int d\,L$$

$$C_v\,(T_1 - T) = -A\,L$$

$$L = \frac{C_v}{A}(T - T_1)$$

Nun ist nach Gleichung 19:

$$T_1 = T\left(\frac{v}{v_1}\right)^{\varkappa - 1} = T\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}$$

mithin

$$L = \frac{C_v}{A}\left[T - T\left(\frac{v}{v_1}\right)^{\varkappa - 1}\right] = \frac{C_v}{A}\,T\left[1 - \left(\frac{v}{v_1}\right)^{\varkappa - 1}\right]$$

Wird hierin nach Gl. 17 eingeführt: $T = \frac{p\,v}{R}$ und nach Gl. 7: $\frac{C_v}{A\,R} = \frac{1}{\varkappa - 1}$ so folgt:

$$L = \frac{p\,v}{\varkappa - 1}\left[1 - \left(\frac{v}{v_1}\right)^{\varkappa - 1}\right] = \frac{p\,v}{\varkappa - 1}\left[1 - \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right] \text{ mk.} \qquad (20)$$

25) Beispiel: Das unter 10) angenommene kg. vollkommenen Gases verrichtet, wenn es nach dem Poisson'schen Gesetze von v auf $v_1 = 4\,v$ expandirt, eine Arbeit von Beispiel nach Poisson.

$$L = \frac{40000\,.\,0{,}225}{1{,}41 - 1}\left[1 - \left(\frac{0{,}225}{0{,}9}\right)^{1{,}41 - 1}\right]$$

$$L = \frac{9000}{0{,}41}\left(1 - 0{,}25^{0{,}41}\right) = 9519{,}61 \text{ mk.}$$

Zur Hervorbringung dieser Arbeit wurde eine Wärmemenge von:

$$Q = C_v\,(T - T_1) = A\,L = \frac{1}{424}\,.\,9519{,}61 = 22{,}45 \text{ W.E.}$$

verbraucht.

26) Die nach dem Poisson'schen Gesetze gezeichnete Spannungscurve heisst die *Adiabate*, es ist eine der Isotherme ähnliche Curve. Man zeichnet dieselbe nach BRAUER*) auf folgende Weise: Aus der Gleichung der Curve $\frac{p_1}{p} = \left(\frac{v}{v_1}\right)^{\varkappa}$ ist ersichtlich, dass für eine Poisson'sche Curve oder Adiabate.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1885. S. 433.

bestimmte Wahl von $\frac{v}{v_1}$ auch $\frac{p_1}{p}$ einen bestimmten Werth erhält. Daraus folgt, dass für die Annahme einer Abscissenreihe $v, v_1, v_2, v_3 \ldots$ nach geometrischer Progression auch die entsprechenden Werthe $p, p_1, p_2, p_3 \ldots$ eine geometrische Reihe bilden müssen, ist z. B.:

$$\lambda = \frac{v}{v_1} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_2}{v_3} \ldots \text{ der Factor der Reihe für } v, \text{ so wird,}$$

$$\lambda \varkappa = \frac{p_1}{p} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2} \ldots \text{ der Factor der Reihe für } p.$$

In Tafel 1, Fig. 2 sei *0* der gegebene Punkt mit den Coordinaten v und p, durch welchen die Adiabate gelegt werden soll. Man wähle nun v_1, z. B. $v_1 = {}^5/_4\, v$ (in der Figur ist $v = 0\,a$, $v_1 = 0\,b$, die dort eingetragenen Volumina V, V_1 und V_2 gehören nicht zu dieser Construction, sondern zu § 6, 29 u. 30), ziehe durch den Endpunkt b unter 45° eine Linie $b\,h$, welche die Verlängerung von $0\,a$ in h schneidet, und lege durch 0 und h die Gerade $0\,h$, mit deren Hilfe die Zickzack-Construction $a\,h\,b\,i\,c\,k\,l \ldots$ ausgeführt und damit die Eintheilung der Abscissen nach geometrischer Progression erzielt werden kann. Hierauf rechnet man

$$p_1 = ({}^4/_5)^{\varkappa}\, p$$

unter Einführung des bekannten Werthes für $\varkappa$ aus und findet so den Punkt 1. Durch die unter 45° gezogene Linie $A\,H$ wird sodann auf $1\,B$ der Punkt H angeschnitten, welcher mit 0 verbunden, die Hülfslinie $0\,H$ giebt. In welcher Weise sich dann die folgenden Ordinaten ergeben, geht aus der Zeichnung unmittelbar hervor. In derselben ist $\varkappa = 1{,}41$ angenommen. Dementsprechend wird:

$$p_1 = ({}^4/_5)^{1{,}41}\, p = 0{,}730\, p$$

Durch genau dieselbe Construction kann die Curve auch nach rückwärts von *0* fortgesetzt werden. Die Punkte — *1* und — *2* sind so gefunden. Für $\varkappa = 1$ ergiebt sich die in die Figur strichpunktirt eingetragene gleichseitige Hyperbel oder Isotherme, so dass diese Construction auch für letztere benutzt werden kann. — Eine rein graphische Methode für den Entwurf der Adiabate, welche auch die vorstehende kleine logarithmische Rechnung vermeidet, giebt TAUBELES*) an, da dieselbe aber eine umständlichere zeichnerische Arbeit erheischt und bei manchen Werthen von $\varkappa$ nur eine angenäherte Adiabate liefert, ist dieselbe hier nicht weiter mitgetheilt.

27) **Zustandsänderungen von geringerer Wichtigkeit** treten bei vollkommenen Gasen ein, wenn:

Zustandsänderung bei constantem Volumen.

a) *das Volumen v constant bleibt*, d. h. das Gas bei constantem Volumen erwärmt wird. In diesem Falle wird nach Gl. 16:

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1885, S. 675.

$$\frac{p\,v}{T} = \frac{p_1\,v}{T_1};\ \frac{p}{p_1} = \frac{T}{T_1}$$

Es wird ferner die äussere Arbeit $L = 0$, so dass durch die 1 kg eines vollkommenen Gases zugeführte Wärmemenge Q nur eine Erwärmungsarbeit W geleistet wird, zwischen denen die bereits unter 9) abgeleitete Beziehung besteht:

$$Q = A\,W = C_v\,(T_1 - T)\ \text{W. E.}$$

Für das unter 10) angenommene Gas ist die zu dieser Erwärmungsarbeit erforderliche Wärmemenge, wie dort ausgerechnet:

$$Q = A\,W = 155{,}38\ \text{W. E.}$$

b) *die innere Arbeit U constant bleibt.* Für vollkommene Gase stimmt diese Zustandsänderung mit derjenigen, bei welcher sowohl die Temperatur T als auch die Erwärmungsarbeit W constant ist, also mit einer Aenderung nach dem Mariotte'schen Gesetze überein, weil bei ihnen die Verschiebungsarbeit $J = 0$ ist. Für alle andern Gase oder Dämpfe trifft dies aber nicht zu, ihre unter gleichbleibender Erwärmungs- und Verschiebungsarbeit entstehende Spannungscurve heisst die *isodynamische Curve.* Zustandsänderung bei constanter innerer Arbeit.

28) Der Unterschied zwischen der 1 kg eines vollkommenen Gases bei den vorerwähnten Zustandsänderungen zugeführten Wärmemenge Q und der geleisteten äusseren Arbeit L lässt sich am besten übersehen, wenn, wie in Fig. 2 auf Tafel 1, die Spannungscurven und wie hierunter geschehen, die Rechnungs-Ergebnisse für das unter 10) angenommene kg Gas neben einander gestellt werden: Vergleich der verschiedenen Zustandsänderungen.

a) v const., p u. T veränd.: $Q = 155{,}38$ W. E.; $L = 0{,}0$ mk.; Erwärm. b. const. Volum.
b) p const., v u. T veränd.: $Q = 209{,}06$ „ ; $L = 27000{,}0$ „ ; Gay-Lussac'sches Gesetz.
c) T const., p u. v veränd.: $Q = 29{,}42$ „ ; $L = 12476{,}0$ „ ; Mariotte'sches Gesetz.
d) U const., p u. v veränd.: $Q = 29{,}42$ „ ; $L = 12476{,}0$ „ ; Aend. n. d. Isodyname.
e) $Q = 0$, p, v u. T veränd.: $Q = 0{,}00$ „ ; $L = 9520{,}0$ „ ; Poisson'sches Gesetz.

29) Die Zustandsänderungen nach dem Mariotte'schen und dem Poisson-schen Gesetz oder nach der Isotherme und Adiabate sind für die Technik die wichtigsten. Es folgt aus der vorstehenden Zusammenstellung, dass das angenommene kg eines vollkommenen Gases bei der Expansion auf sein vierfaches Volumen nach der Isotherme Vergleich der Expansionsarbeit nach der Isotherme und Adiabate.

$$\frac{12476}{9519{,}61} = 1{,}31$$ mal so viel Arbeit leistet, als wenn es sich nach der Adiabate ausdehnt. Tafel 1 Fig. 2 lässt ausserdem erkennen, dass ein vollkommenes Gas vom Anfangsvolumen V und der Spannung p, wenn es einmal nach der Isotherme und das andere Mal nach der Adiabate auf das Volumen V_1 expandirt, im ersteren Falle eine grössere Endspannung p_{1i} besitzt als im zweiten, wo sie nur p_{1a} beträgt. Es erklärt sich dies dadurch, dass bei der Expansion nach der Isotherme die Temperatur constant bleiben, also Wärme zugeführt

werden muss, während die Expansion nach der Adiabate ohne Wärmezuführung vor sich geht.

Vergleich der Compressionsarbeit nach der Isotherme und Adiabate.

30) Wird dagegen dasselbe Gas auf den vierten Theil seines Volumens nach der Isotherme comprimirt, so braucht hierbei nur $\frac{1}{1,31} = 0,763$ mal so viel Arbeit aufgewendet zu werden, als wenn es nach der Adiabate zusammengedrückt wäre. Wie Fig. 2 auf Tafel 1 zeigt, wird bei der Compression von V auf V_2 die Endspannung nach der Isotherme p_{2i} kleiner als die nach der Adiabate p_{2a}, weil dem unter constanter Temperatur comprimirten Gase Wärme entzogen wurde, während die Compression nach der Adiabate ohne Wärmeableitung stattfindet. Hieraus folgt:

Praktische Anwendung der vorstehenden Betrachtungen.

31) Ein vollkommenes Gas, als welches in der Technik gewöhnlich die atm. Luft angesehen wird, leistet bei seiner Expansion eine um so grössere Arbeit, je mehr Wärme ihm während derselben zugeführt wird. Bei dem Fortfall einer Wärmezufuhr sinkt die Temperatur des Gases während der Expansion sehr beträchtlich, denn wenn 1 kg. Luft von $t = 17^0$ auf sein 5faches Volumen expandirt, so wird seine Endtemperatur nach Gl. 19:

$$T_1 = (273 + 17)\left(\frac{1}{5}\right)^{0,41} = 150^0$$

mithin:

$$t_1 = 150 - 273 = -123^0.$$

Dieser Umstand wird in den Kaltluftmaschinen zur Kälteerzeugung ausgebeutet. — Dasselbe Gas lässt sich mit einem um so geringeren Arbeitsaufwande comprimiren, je weniger seine Temperatur steigt, wonach es vortheilhaft ist, Luftpresspumpen, welche z. B. für die Füllung der Kessel von Whitehead-Torpedos benutzt werden sollen, so zu construiren, dass der Luft die entstehende Wärme während der Compression *möglichst schnell* entzogen wird.

§ 7.

Aequivalenz der Verwandlungen. *)

II. Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie.

Umkehrbare Kreisprocesse.

1) Erleidet ein vollkommenes Gas eine Reihe von Zustandsänderungen oder Verwandlungen, bei welchen sowohl seine Spannung als auch seine Temperatur in jedem Augenblicke in allen Theilen seines

*) R. Clausius. Die mechanische Wärmetheorie. Braunschweig 1876. S. 95.

Innern ebenso gross als an seiner Oberfläche ist, und nach deren Abschluss es wieder in seinem ursprünglichen Zustande erscheint, so hat es einen *Kreisprocess durchlaufen. Umkehrbar* heisst ein Kreisprocess, wenn nach Wiederholung aller Zustandsänderungen in umgekehrter Reihenfolge ebenfalls wieder der Anfangszustand des Gases eintritt. Die Verwandlung von Wärme in Expansionsarbeit oder von Compressionsarbeit in Wärme sind Zustandsänderungen, welche umkehrbare Kreisprocesse ergeben.

2) *Ein nicht umkehrbarer Kreisprocess* entsteht, wenn in demselben Zustandsänderungen oder Verwandlungen auftreten, bei welchen Wärme unmittelbar aus einem Körper von höherer Temperatur durch Strahlung oder Leitung in einen Körper von niederer Temperatur übergeht, oder bei welchen durch Reibungsarbeit von Bewegungs-Widerständen Wärme erzeugt wird. Nicht umkehrbare Kreisprocesse.

3) Ein Kreisprocess, bei welchem 1 kg eines vollkommenen Gases nur vier Zustandsänderungen erleidet, indem sich das Gas in nachstehend erläuterter Weise zweimal nach einer Isotherme und zweimal nach einer Adiabate verändert, heisst ein *einfacher umkehrbarer oder ein Carnot'scher Kreisprocess.* Carnot's Kreisprocess.

4) Beim Carnot'schen Kreisprocess (Tafel 1; Fig. 3) lässt man 1 kg eines vollkommenen Gases expandiren: Ausführung von Carnot's Kreisprocess.

a) nach einer Isotherme vom Volumen v auf v_1, also bei constanter Temperatur T durch Zuführung einer Wärmemenge Q;

b) nach einer Adiabate von v_1 auf v_2, also bei einer Abnahme der Temperatur von T auf T_1, indem weder Wärme zu- noch abgeführt wird.

c) Hierauf comprimirt man das Gas nach einer Isotherme von v_2 auf v_3, erhält also die Temperatur T_1 constant, indem man eine Wärmemenge Q_1 entzieht;

d) comprimirt man nach einer Adiabate v_3 auf das ursprüngliche Volumen v, wobei T_1 auf T steigt, da Wärme weder zu-, noch abgeführt wird.

5) Ein nach dem Carnot'schen Kreisprocess entworfenes Spannungsdiagramm lässt erkennen, dass bei dem Processe eine gewisse äussere Arbeit L verrichtet worden, und dass dieselbe gleich der umschlossenen Fläche F ist (siehe § 6; 2). Diese Arbeit kann nur dadurch entstanden sein, dass die zugeführte Wärmemenge Q grösser als die abgeführte Q_1 war. Spannungsdiagramm von Carnot's Kreisprocess.

Demnach muss sein

$$A\,L = Q - Q_1$$

Führt man den Process in umgekehrter Reihenfolge aus, so wird dieselbe Arbeit verbraucht und die gleiche Wärme gewonnen.

Aeussere Arbeit beim Carnot-schen Kreisprocess.

6) *Die in einem Carnot'schen Kreisprocesse gewonnene oder verbrauchte Arbeit* berechnet sich wie folgt: Nach Gl. 15 ist die bei der Expansion nach der Isotherme zugeführte Wärmemenge:

$$Q = A\,R\,T \ln \frac{v_1}{v}$$

und die abgeführte: $Q_1 = A\,R\,T_1 \ln \frac{v_2}{v_3}$

daraus folgt: $Q : Q_1 = T \ln \frac{v_1}{v} : T_1 \ln \frac{v_2}{v_3}$

Während der Zustandsänderung nach der Adiabate besteht nach Gl. 19 folgendes Verhältniss zwischen der absoluten Temperatur und dem Volumen:

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{T}{T_1}\right)^{\frac{1}{\varkappa - 1}} \quad \text{und} \quad \frac{v_3}{v} = \left(\frac{T}{T_1}\right)^{\frac{1}{\varkappa - 1}}$$

daraus folgt: $\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v}$ oder $\frac{v_1}{v} = \frac{v_2}{v_3}$, demnach verhält sich auch

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{T}{T_1} \text{ und es ist: } Q_1 = \frac{Q\,T_1}{T}$$

also auch: $$A\,L = Q - \frac{Q\,T_1}{T}$$

$$\left.\begin{aligned} A\,L &= \frac{Q}{T}(T - T_1) \quad \text{W. E.} \\ L &= \frac{Q}{A\,T}(T - T_1) \quad \text{mk.} \end{aligned}\right\} \qquad (21)$$

Folgerung aus dem Carnot-schen Kreisprocess.

7) Aus dem Vorstehenden lässt sich ersehen, dass bei einem Carnot-schen Kreisprocess zwei Verwandlungen vor sich gehen, einerseits wird Wärme in Arbeit (oder umgekehrt) und andererseits Wärme von höherer Temperatur in solche von niederer (oder umgekehrt) verwandelt. Mit anderen Worten: Soll eine Wärmemenge in Arbeit verwandelt werden, so muss gleichzeitig eine andere Wärmemenge von einer höheren auf eine niedrigere Temperatur gebracht werden.

II. Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie.

8) *Zwei solcher Verwandlungen, die sich wie beim Carnot'schen Kreisprocess gegenseitig ersetzen können, ohne dazu eine sonstige bleibende Veränderung zu erfordern, nennt man äquivalent.*

Dies ist der II. Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie.

Aequivalenz-werthe.

9) Die Entstehung einer Wärmemenge Q von der Temperatur T aus Arbeit hat den Aequivalenzwerth $\frac{Q}{T}$, der Uebergang einer Wärmemenge Q von der höheren Temperatur T in die niedrigere Temperatur T_1 hat den Aequivalenzwerth $Q\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_1}\right)$.

10) Den Werth $\frac{Q}{T}$ nennt ZEUNER das *Wärmegewicht*, CLAUSIUS indessen den Verwandlungswerth oder die *Entropie.* *) Die Differenz $T - T_1$ nennt ZEUNER das *Temperaturgefälle.* Wärmegewicht u. Temperaturgefälle.

11) Aus der Gleichung $\frac{Q}{Q_1} = \frac{T}{T_1}$ lässt sich bilden: Andere Fassung des II. Hauptsatzes.

$$\frac{Q}{T} = \frac{Q_1}{T_1}.$$

Weil Q die zugeführte oder positive und Q_1 die abgeführte oder negative Wärmemenge bezeichnete, kann man hierfür auch schreiben:

$$\frac{Q}{T} + \frac{Q_1}{T_1} = 0 \quad \text{. (22)}$$

woraus folgt:

„In jedem beliebigen Carnot'schen Kreisprocess sind die zu- und abgeführten Wärmegewichte oder Verwandlungswerthe einander gleich, oder es ist die Summe derselben gleich Null.“

12) ZEUNER hat die Gl. 21 in folgende Worte gefasst: *Die durch einen Carnot'schen Kreisprocess in äussere Arbeit umgewandelte Wärmemenge ist gleich dem Wärmegewicht multiplicirt mit dem Temperaturgefälle.* Er beweist **) ausserdem: *dass unter allen ähnlichen Kreisprocessen der Carnot'sche die grösste äussere Arbeit liefert.* Aeussere Arbeit beim Carnotschen Kreisprocess am grössten.

13) Die äussere Arbeit wächst mit dem Temperaturgefälle, welches in manchen Carnot'schen Kreisprocessen einen festen Werth besitzt, weil die Anfangstemperatur T und die Endtemperatur T_1 sich innerhalb gewisser nicht überschreitbarer Grenzen bewegen. Da diese Temperaturen aber den zu- und abgeführten Wärmemengen Q und Q_1 direct proportional sind, so folgt der namentlich für die Dampfmaschinentheorie wichtige Satz: ***) Festliegende Temperaturgrenzen.

14) *Die durch einen Carnot'schen Kreisprocess erzielbare äussere Arbeit wird am grössten, wenn alle Wärmezufuhr bei der höchsten und alle Wärmeabfuhr bei der niedrigsten Temperatur vorgenommen wird.* Ein solcher Carnot'scher Kreisprocess heisst ein *vollkommener Kreisprocess.* Vollkommener Kreisprocess.

*) R. CLAUSIUS. Die mechanische Wärmetheorie. Braunschweig 1876. S. 111 und S. 204, sowie MÜLLER-POUILLETS Lehrbuch der Physik. II. Band. II. Abth. S. 468 bearbeitet von T. PFAUNDLER. Braunschweig 1879.

**) G. ZEUNER. Technische Thermodynamik. Leipzig 1887. S. 50.

***) H. v. REICHE. Der Dampfmaschinen-Constructeur. Aachen 1880. S. 20.

Zweiter Abschnitt.

Der Wasserdampf.

§ 8.

Zustände des Wasserdampfes.

Dampf.

1) Unter *Dampf* versteht man eine Gasart, welche durch Wärmezuführung oder Druckerniedrigung aus einer Flüssigkeit gebildet, sowie umgekehrt durch Wärmeentziehung oder Druckerhöhung flüssig gemacht werden kann.

Wasserdampf.

2) *Der Wasserdampf* tritt in zwei Temperaturzuständen auf, als
 I. gesättigter Wasserdampf
 II. überhitzter Wasserdampf.

Gesättigter Wasserdampf.

3) **I. Gesättigter Wasserdampf** kann nur in Verbindung mit der Flüssigkeit bestehen, aus welcher er entwickelt wurde, wenngleich diese Flüssigkeitsmenge sehr gering sein darf. Sein Zustand ist in Bezug auf den Uebergang in die flüssige Aggegratform ein Grenzzustand, weil die geringste Abkühlung eine theilweise Condensation zur Folge hat. Der gesättigte Wasserdampf besitzt für jede Spannung die niedrigste Temperatur, das kleinste specifische Volumen und das grösste specifische Gewicht, er befindet sich mit andern Worten stets im Maximum seiner Dichte. Seine jeder Spannung entsprechende Temperatur heisst *die Sättigungstemperatur.*

Eintheilung des Wasserdampfes.

4) In der Praxis macht man beim gesättigten Wasserdampf einen Unterschied zwischen
 a) trockenem Wasserdampf,
 b) feuchtem Wasserdampf,
 c) nassem Wasserdampf.

Trockener Wasserdampf.

5) a. *Trockener Wasserdampf* ist solcher, dessen letztes Flüssigkeitstheilchen so eben in Dampf verwandelt wurde, er befindet sich noch gerade auf seinem Condensationspunkte. Trockener Wasserdampf wird fast nur in Ueberhitzern erzielt, deren Aufgabe heute in den meisten Fällen die Erzeugung möglichst trockenen Dampfes ist. — Wenn im Folgenden kurzweg von *„gesättigtem Wasserdampf“* die Rede ist, so ist damit stets *„trockener Wasserdampf“* gemeint.

6) b. *Feuchter Wasserdampf* ist ein Gemisch aus Dampf und Wasser, von welchem noch nicht mit Sicherheit bekannt ist, ob dessen Wasser- oder Feuchtigkeitsgehalt mehr als feiner Nebel in der Dampfmasse schwebt, oder ob er sich mehr auf den innern Wandungen des den Dampf einschliessenden Gefässes als Thau niederschlägt. In die Cylinder der Dampfmaschinen tritt gewöhnlich feuchter Dampf, selbst der vorher in Ueberhitzern getrocknete Dampf wird in Folge der Wärmeverluste bis zur Cylinderfüllung wieder feucht. Hierbei sei aber sofort bemerkt, dass ein Feuchtigkeitsgehalt des dem Kessel entströmenden Dampfes von 10 bis 20 %, wie man früher anzunehmen geneigt war, unter normalen Verhältnissen nicht vorkommt. Nach neueren Untersuchungen (siehe § 12) entweicht einem *guten*, nicht überanstrengten Dampfkessel entweder vollständig trockener oder nur mit geringen Mengen (bis höchstens 5 %) eigentlich übergerissenen Wassers beladener Dampf. Feuchter Wasserdampf.

7) c. *Nasser Wasserdampf* entsteht, wenn sein Wassergehalt so beträchtlich wird, dass er sich in den Dampfcylindern störend bemerklich macht, wie dies beim Ueberkochen der Kessel, oder sonst beim mechanischen Mitreissen von Wasser der Fall ist. Nasser Wasserdampf.

8) **II. Ueberhitzter Wasserdampf** kann mit der Flüssigkeit, aus welcher er erzeugt wurde, nicht mehr in Berührung stehen. Er besitzt eine höhere Temperatur als gesättigter Wasserdampf von gleicher Spannung, sowie ein grösseres specifisches Volumen und ein kleineres specifisches Gewicht. Sehr stark überhitzter Wasserdampf verhält sich wie ein vollkommenes Gas (siehe § 6, 1). Ueberhitzter Wasserdampf.

9) *Gemischter Wasserdampf* wird in der Praxis eine Mischung von überhitztem mit gesättigtem Wasserdampf genannt, welche vor dem Eintritte des Dampfes in die Cylinder hergestellt wird, um aus später (siehe § 13, 18) zu entwickelnden Gründen zu hoch überhitzten Dampf von der Maschine fern zu halten. Da durch die höhere Temperatur des überhitzten Dampfes die Wassertheilchen des zugeführten gesättigten Dampfes verdampfen, so ist der entstehende *gemischte Dampf*, je nachdem diese Verdampfung eine vollständige oder unvollständige ist, entweder *überhitzter* Dampf, dessen Temperatur wenig über der Sättigungstemperatur liegt, oder *feuchter* Dampf mit einem geringen Feuchtigkeitsgehalt. Gemischter Wasserdampf.

§ 9.

Bezeichnungen.

1) *Der Druck* in kg, welchen der Wasserdampf auf jeden qcm der ihn einschliessenden Gefässwände ausübt, heisst sein *specifischer Druck*, seine *Spannung* oder seine *Expansivkraft p*. Spannung p.

Absolute und Ueberdruck-Spannung.

2) Rechnet man die Dampfspannung vom Vacuum also von Null ab, so heisst sie die *absolute Spannung*, rechnet man sie aber vom Atmosphärendruck, also von Eins ab, so heisst sie *die Ueberdruckspannung*. Letztere zeigen die Manometer an.

Atmosphärendruck.

3) Der Atmosphärendruck, welcher beim mittleren Barometerstand einer Quecksilbersäule von 76 cm Höhe das Gleichgewicht hält, beträgt für jeden qcm Meeresoberfläche 1,0334 kg, es ist also:

$$1\ Atm. = 1{,}0334\ \text{kg/qcm}.$$

Angabe der Dampfspannung.

4) Die Dampfspannung kann entweder in Atm. oder in kg/qcm angegeben werden. Ist das erstere in diesem Buche ausnahmsweise der Fall, so trägt p die Bezeichnung: p *alte* Atm. Diese Unterscheidung wurde nothwendig, weil nach § 11, Absatz 2 der „Allgemeinen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln“ *) im Deutschen Reiche gesetzlich *„unter Atmosphärendruck der Druck von 1 kg auf 1 qcm“* verstanden wird. Um dem Gesetze zu genügen, ist p im Folgenden *„in kg/qcm absoluter Spannung“* oder wie man zuweilen auch sagt: *„in neuen Atmosphären absoluter Spannung“* angegeben, und trägt dann die Bezeichnung p kg/qcm oder p Atm. Wo an einzelnen Stellen die Manometerspannung angewandt werden musste, ist dies durch Hinzufügung von *Ueberdr.* hervorgehoben, also: p kg/qcm Ueberdr. oder p Atm. Ueberdr. Gleichbedeutend mit *Ueberdruck*, ist den Gewohnheiten der Praxis folgend, bei Dampfkesseln die Bezeichnung *Arbeitsdruck* oder *Kesseldruck* gewählt worden, worunter der gesetzlich erlaubte Dampfüberdruck eines Kessels verstanden ist.

Berechnung der Spannung p aus der Temperatur t.

5) Die Spannung p des gesättigten bezw. feuchten Wasserdampfes oder eines Gemisches von Dampf und Wasser ist von dem Volumen und dem Feuchtigkeits- bezw. Wassergehalt unabhängig und nur als eine Funktion der Temperatur t anzusehen. In Ermangelung der auf theoretischem Wege bis jetzt noch nicht ermittelten Form dieser Funktion, hat REGNAULT auf Grund seiner Versuche folgende empirische Formel dafür aufgestellt:

$$log^{**)}\, p = a + b\,\alpha^{\tau} + c\,\beta^{\tau} \qquad (23)$$

Hierin ist zu setzen:

p die Spannung in mm Quecksilbersäule

$a = 4{,}7393707$. für $t = 0^0$ bis 100^0

$a = 6{,}2640348$. für $t = 100^0$ bis 200^0

$+\, b\,\alpha^{\tau} = -\, num.\, log\, (0{,}6117408 - 0{,}003274463\, t)$. . für $t = 0^0$ bis 100^0

$+\, b\,\alpha^{\tau} = -\, num.\, log\, (0{,}6593123 - 0{,}001656138\, t)$. . für $t = 100^0$ bis 200^0

$+\, c\,\beta^{\tau} = +\, num.\, log\, (-\,1{,}8680093 + 0{,}006864937\, t)$. für $t = 0^0$ bis 100^0

$+\, c\,\beta^{\tau} = -\, num.\, log\, (0{,}0207601 - 0{,}005950708\, t)$. . für $t = 100^0$ bis 200^0

*) Reichsgesetzblatt 1871, S. 122.

**) log = Brigg'scher Logarithmus.

6) *Die Luftleere,* welche durch Condensation des Dampfes entsteht, kann entweder in wirklichen Atmosphären oder in kg/qcm d. h. neuen Atmosphären angegeben werden. Im ersten Falle ist eine Luftleere von Luftleere.

$$1 \text{ alten Atm} = 76 \text{ cm}$$

im zweiten Falle von

$$1 \text{ kg/qcm} = 1 \text{ Atm} = 73{,}551 \text{ cm}$$

Höhe von der Skala des Quecksilberbarometers.

7) *Der Druck,* welcher im angenähert luftleeren Raume der Condensatoren sowie in den mit diesem verbundenen Theilen der Dampfcylinder herrscht, heisst *der Gegendruck a.* Er ist stets in kg/qcm angegeben. Gegendruck a.

8) *Das Gewicht* in kg von 1 cbm gesättigten Wasserdampf heisst *seine Dichte* oder *sein specifisches Gewicht* γ. Dasselbe lässt sich nach ZEUNER*) fast genau mittels der empirischen Formel finden: Specifisches Dampfgewicht γ.

$$\gamma = \alpha\, p^{\frac{1}{n}} \; kg. \qquad (24)$$

Hierin ist für die Spannung p in alten Atm:

$$\alpha = 0{,}6061; \quad \frac{1}{n} = 0{,}9393$$

und für die Spannung p in kg/qcm nach PINZGER:

$$\alpha = 0{,}5877; \quad \frac{1}{n} = 0{,}939$$

9) *Das Volumen* in cbm, welches 1 kg gesättigten Wasserdampfes einnimmt, heisst *das specifische Dampfvolumen s.* Es steht im reciproken Verhältniss zum specifischen Gewicht: Specifisches Dampfvolumen s.

$$s = \frac{1}{\gamma}; \quad \gamma = \frac{1}{s}$$

10) *Das Volumen* in cbm, welches 1 kg feuchten Wasserdampfes oder 1 kg eines Gemisches aus Dampf und Wasser einnimmt, heisst *das specifische Volumen v* der Mischung. Specifisches Mischungsvolumen v.

11) Das Volumen von 1 kg Wasser = 0,001 cbm bei + 4° heisst das *specifische Wasservolumen w.* Da sich das Wasser durch die Erwärmung von seiner in der Praxis gewöhnlich zu 15° angenommenen Mitteltemperatur auf 100° nach KOPP**) nur um 4,2 % oder um etwa $^1/_{25}$ seines Volumens ausdehnt und sich durch Druckzunahme von Atm. zu Atm. nach GRASSI***) bei 0° nur um 0,000050, bei 53° nur um 0,000044 seines Volumens comprimirt, so wird das specifische Wasservolumen gegenüber dem aus demselben entstehenden Dampfvolumen in der Technik als *constant* — $w = 0{,}001$ cbm — angesehen. Specifisches Wasservolumen w.

*) G. ZEUNER. Mechanische Wärmetheorie. Leipzig 1877, S. 294.

**) Muspratts theoretische, praktische und analytische Chemie, fortgesetzt von B. KERL. II. Aufl., Bd. 5, S. 861. Braunschweig 1870.

***) Annales de chimie et de physique. III. Ser. Tome 31.

§ 10.

Entstehung des gesättigten Wasserdampfes.

Gesammtwärme λ.

1) Wenn 1 kg Wasser von 0^0 in gesättigten Dampf von t^0 verwandelt werden soll, so muss demselben eine *Gesammtwärme* von λ W. E. zugeführt werden, von welcher ein Theil, die *Flüssigkeitswärme* q das Wasser bis auf t^0 erhitzt, ein anderer Theil die *innere latente Wärme* ϱ alsdann seinen Aggregatzustand ändert, und ein dritter Theil, die *äussere latente Wärme* $A\,p\,u$ endlich dafür sorgt, dass sich der entstehende Dampf ausbreiten kann.

Bestimmung der Gesammtwärme.

2) *Zur Bestimmung der Gesammtwärme* λ ist durch REGNAULT*) auf Grund von Versuchen die nachstehende empirische Formel aufgestellt worden:

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\,t \qquad (25)$$

bei $t = 100^0$

$$\lambda = 606{,}5 + 30{,}5 = 637 \quad \text{W. E.}$$

Flüssigkeitswärme q.

3) *Die Flüssigkeitswärme* q, welche das Wasser soweit anwärmt, dass die Dampfbildung beginnen kann, also die Erwärmungsarbeit verrichtet, ist ebenfalls nach REGNAULT:

$$q = t + 0{,}00002\,t^2 + 0{,}0000003\,t^3 \qquad (26)$$

bei $t = 100^0$:

$$q = 100 + 0{,}2 + 0{,}3 = 100{,}5 \quad \text{W. E.}$$

Innere latente Wärme ϱ.

4) *Die innere latente Wärme* ϱ, welche die Verschiebungsarbeit verrichtet, indem sie den Cohäsionszustand der Flüssigkeitstheilchen soweit lockert, dass sie aus den Sphären ihrer gegenseitigen Anziehung heraustreten (siehe § 4, 10), wird nach ZEUNER**)

$$\varrho = 575{,}4 - 0{,}791\,t \qquad (27)$$

bei $t = 100^0$:

$$\varrho = 575{,}4 - 79{,}1 = 496{,}3 \quad \text{W. E.}$$

Aeussere latente Wärme A p u.

5) *Die äussere latente Wärme* $A\,p\,u$ muss die äussere Arbeit verrichten, um den auf der Wasseroberfläche lastenden Druck p zu überwinden, welcher gleich der Spannung des entstehenden Dampfes ist. Diese Arbeit beträgt, wenn $u = s - w$ die Differenz in cbm angiebt, welche zwischen dem Volumen s von 1 kg sich bildenden Dampfes und dem Volumen w von 1 kg Wasser besteht:

$$p\,u \ \ mk = A\,p\,u \quad \text{W. E. und es ist nach ZEUNER}$$

$$A\,p\,u = 31{,}1 + 1{,}096\,t - q \qquad (28)$$

bei $t = 100^0$:

$$A\,p\,u = 31{,}1 + 109{,}6 - 100{,}5 = 40{,}2 \quad \text{W. E.}$$

*) Relation des expériences entreprises pour déterminer les lois et les données physiques nécessaires au calcul des machines à feu. B. I u. II. Paris 1862.

**) G. ZEUNER. Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie. S. 283. Leipzig 1877.

Zusammenfassung.

6) Nach dem Vorhergegangenen ist nun auch:

$$\lambda = q + \varrho + A\,p\,u \qquad (29)$$

bei $t = 100^0$:

$$\lambda = 100{,}5 + 496{,}3 + 40{,}2 = 637 \quad \text{W.E.}$$

Dampfwärme J.

7) Da die Wärmemenge $A\,p\,u$ sofort zur Arbeitsverrichtung verbraucht wird, so sind in dem entstandenen Wasserdampf nur noch die Flüssigkeitswärme q und die innere latente Wärme ϱ enthalten. Beide fasst man daher gewöhnlich zusammen unter dem Namen:

Innere Wärme oder Dampfwärme J

$$J = q + \varrho = \lambda - A\,p\,u \qquad (30)$$

bei $t = 100^0$:

$$J = 100{,}5 + 496{,}3 = 637 - 40{,}2 = 596{,}8 \quad \text{W.E.}$$

Verdampfungswärme r.

8) Bei der Verdampfung des Wassers sind schliesslich nur die Wärmemengen ϱ und $A\,p\,u$ betheiligt, weil q nur die Temperatur des Wassers erhöht. Beide zusammen bezeichnet man daher als *Verdampfungswärme r*

$$r = \varrho + A\,p\,u = \lambda - q \qquad (31)$$

bei $t = 100^0$:

$$r = 496{,}3 + 40{,}2 = 637 - 100{,}5 = 536{,}5 \quad \text{W.E.}$$

Abgekürzte Formel für r.

9) Setzt man

$$r = \lambda - q$$

so lässt sich unter Berücksichtigung von Gl. 25 und 26 auch schreiben:

$$r = 606{,}5 + 305\,t - (t + 0{,}00002\,t^2 + 0{,}0000003\,t^3)$$

$$r = 606{,}5 - 0{,}695\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}0000003\,t^3$$

wofür CLAUSIUS*) die viel kürzere und fast ebenso genaue Formel

$$r = 607 - 0{,}708\,t \qquad (32)$$

einführt. Nach derselben wird r bei $t = 100^0$

$$r = 607 - 70{,}8 = 536{,}2 \quad \text{W.E.}$$

Der Unterschied zwischen dem Ergebniss dieser kürzeren Formel und der längeren REGNAULT'schen beträgt also bei 100^0 nur 0,3 W. E.

Schema der Wärmemengen.

10) Die Vertheilung der bei der Dampfentwicklung in Betracht kommenden Wärmemengen wird durch folgendes Schema veranschaulicht, in welches die Werthe für $t = 100^0$ eingetragen sind (siehe § 4, 12).

Gesammtwärme λ (637 W. E.)

Flüssigkeitswärme q (100,5 W. E.) Innere latente Wärme ϱ (496,3 W. E.) Aeussere latente Wärme $A\,p\,u$ (40,2 W.E.

Dampfwärme J (596,8 W. E.) Verdampfungswärme r (536,5 W. E.)

Bemerkungen zur Dampftabelle.

11) Für die hauptsächlichsten Dampfspannungen sind diese Werthe in der umstehenden Tabelle zusammengestellt, in welcher die zu den Spannungen von 0 bis 1 kg/qcm gehörigen Zahlen mit Benutzung der Originaltabellen von REGNAULT nach den von

Fortsetzung auf S. 31.

*) R. CLAUSIUS. Die mechanische Wärmetheorie. S. 137 u. 281. Braunschweig 1876.

Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe.

Dampfspannung in kg. auf 1 qcm p	Dampfspannung in mm. Quecksilbersäule	Temperatur in Graden Cels. t	Flüssigkeitswärme q	Innere latente Wärme ρ	Aeussere latente Wärme Apu	Dampfwärme J	Verdampfungswärme r	Gesammtwärme λ	1 kg Dampf nimmt ein: cbm s	1 cbm Dampf wiegt: kg γ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0,006	4,60	0,00	0,00	575,43	31,07	575,43	606,50	606,50	210,652	0,0047
0,007	4,94	1,00	1,00	574,65	31,15	575,65	605,80	606,80	196,672	0,0051
0,007	5,30	2,00	2,00	573,88	31,23	575,88	605,11	607,11	183,699	0,0054
0,008	5,69	3,00	3,00	573,10	31,31	576,10	604,41	607,41	171,718	0,0058
0,008	6,10	4,00	4,00	572,32	31,39	576,32	603,72	607,72	160,593	0,0062
0,009	6,53	5,00	5,00	571,55	31,48	576,55	603,02	608,02	150,224	0,0067
0,010	7,00	6,00	6,00	570,77	31,56	576,77	602,33	608,33	140,637	0,0071
0,010	7,49	7,00	7,00	569,99	31,64	576,99	601,63	608,63	131,657	0,0076
0,011	8,02	8,00	8,00	569,21	31,72	577,21	600,94	608,94	123,408	0,0081
0,012	8,57	9,00	9,00	568,43	31,81	577,43	600,24	609,24	115,666	0,0086
0,012	9,16	10,00	10,00	567,66	31,89	577,66	599,55	609,55	108,526	0,0092
0,013	9,79	11,00	11,00	566,88	31,98	577,88	598,85	609,85	101,863	0,0098
0,014	10,46	12,00	12,00	566,10	32,06	578,10	598,16	610,16	95,598	0,0105
0,015	11,16	13,00	13,00	565,31	32,15	578,31	597,46	610,46	89,790	0,0111
0,016	11,91	14,00	14,00	564,53	32,23	578,53	596,76	610,77	84,411	0,0118
0,017	12,70	15,00	15,00	563,75	32,32	578,75	596,07	611,07	79,346	0,0126
0,018	13,54	16,00	16,01	562,97	32,40	578,98	595,37	611,38	74,673	0,0134
0,020	14,42	17,00	17,01	562,19	32,49	579,20	594,68	611,68	70,254	0,0142
0,021	15,36	18,00	18,01	561,40	32,58	579,41	593,98	611,99	66,158	0,0151
0,022	16,35	19,00	19,01	560,62	32,67	579,63	593,29	612,29	62,336	0,0160
0,024	17,39	20,00	20,01	559,83	32,75	579,84	592,59	612,60	58,724	0,0170
0,025	18,49	21,00	21,01	559,05	32,84	580,06	591,89	612,90	55,370	0,0181
0,027	19,66	22,00	22,01	558,26	32,93	580,27	591,20	613,21	52,239	0,0191
0,028	20,89	23,00	23,01	557,48	33,02	580,49	590,50	613,51	49,301	0,0203
0,030	22,18	24,00	24,02	556,69	33,11	580,71	589,80	613,82	46,550	0,0215
0,032	23,55	25,00	25,02	555,91	33,20	580,93	589,11	614,12	43,965	0,0227
0,034	24,99	26,00	26,02	555,12	33,29	581,14	588,41	614,43	41,553	0,0241
0,036	26,50	27,00	27,02	554,33	33,38	581,35	587,71	614,73	39,275	0,0255
0,038	28,10	28,00	28,02	553,54	33,47	581,56	587,02	615,04	37,146	0,0269
0,040	29,78	29,00	29,02	552,76	33,56	581,78	586,32	615,34	35,149	0,0284
0,043	31,55	30,00	30,03	551,97	33,66	582,00	585,62	615,65	33,272	0,0300
0,045	33,41	31,00	31,03	551,18	33,75	582,21	584,93	615,95	31,505	0,0317
0,048	35,36	32,00	32,03	550,39	33,84	582,42	584,23	616,26	29,849	0,0335
0,051	37,41	33,00	33,03	549,60	33,93	582,63	583,53	616,56	28,289	0,0353
0,054	39,56	34,00	34,03	548,81	34,02	582,84	582,83	616,87	26,821	0,0373
0,057	41,83	35,00	35,04	548,02	34,12	583,06	582,14	617,17	25,439	0,0393
0,060	44,20	36,00	36,04	547,23	34,21	583,27	581,44	617,48	24,137	0,0414
0,063	46,69	37,00	37,04	546,44	34,30	583,48	580,74	617,78	22,914	0,0436
0,067	49,30	38,00	38,04	545,64	34,40	583,68	580,04	618,09	21,761	0,0459
0,071	52,04	39,00	39,05	544,85	34,49	583,90	579,35	618,39	20,673	0,0484
0,075	54,91	40,00	40,05	544,06	34,59	584,10	578,65	618,70	19,646	0,0509
0,079	57,91	41,00	41,05	543,27	34,68	584,32	577,95	619,00	18,679	0,0535
0,083	61,05	42,00	42,06	542,47	34,78	584,53	577,25	619,31	17,764	0,0563
0,087	64,35	43,00	43,06	541,68	34,87	584,74	576,55	619,61	16,903	0,0592
0,092	67,79	44,00	44,06	540,88	34,97	584,94	575,86	619,92	16,087	0,0622
0,097	71,39	45,00	45,07	540,09	35,06	585,16	575,16	620,22	15,318	0,0653
0,102	75,16	46,00	46,07	539,30	35,16	585,37	574,46	620,53	14,590	0,0685
0,108	79,10	47,00	47,07	538,50	35,26	585,57	573,76	620,83	13,903	0,0719
0,113	83,20	48,00	48,08	537,71	35,35	585,78	573,06	621,14	13,252	0,0755
0,119	87,50	49,00	49,08	536,91	35,45	585,99	572,36	621,44	12,635	0,0791
0,125	91,98	50,00	50,09	536,12	35,54	586,21	571,66	621,75	12,052	0,0830
0,131	96,66	51,00	51,09	535,32	35,64	586,41	570,96	622,05	11,499	0,0870
0,138	101,54	52,00	52,10	534,53	35,74	586,63	570,26	622,36	10,977	0,0911
0,145	106,64	53,00	53,10	533,73	35,83	586,83	569,56	622,66	10,480	0,0954
0,152	111,95	54,00	54,11	532,93	35,93	587,04	568,86	622,97	10,009	0,0999

Dampfspannung in kg. auf 1 qcm p	Dampfspannung in mm. Quecksilbersäule	Temperatur in Graden Cels. t	Flüssigkeitswärme q	Innere latente Wärme ϱ	Aeussere latente Wärme Apu	Dampfwärme J	Verdampfungswärme r	Gesammtwärme λ	1 kg Dampf nimmt ein: cbm s	1 cbm Dampf wiegt: kg γ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0,160	117,48	55,00	55,11	532,14	36,03	587,25	568,16	623,27	9,5643	0,1046
0,168	123,24	56,00	56,11	531,34	36,12	587,45	567,46	623,58	9,1420	0,1094
0,176	129,25	57,00	57,12	530,54	36,22	587,66	566,76	623,88	8,7404	0,1144
0,184	135,51	58,00	58,13	529,75	36,31	587,88	566,06	624,19	8,3588	0,1196
0,193	142,02	59,00	59,13	528,95	36,41	588,08	565,36	624,49	7,9973	0,1250
0,202	148,79	60,00	60,14	528,15	36,51	588,29	564,66	624,80	7,6535	0,1307
0,212	155,84	61,00	61,14	527,35	36,61	588,49	563,96	625,10	7,3271	0,1365
0,222	163,17	62,00	62,15	526,55	36,71	588,70	563,26	625,41	7,0164	0,1425
0,232	170,79	63,00	63,15	525,76	36,80	588,91	562,56	625,71	6,7212	0,1488
0,243	178,71	64,00	64,16	524,96	36,90	589,12	561,86	626,02	6,4403	0,1553
0,254	186,95	65,00	65,17	524,16	37,00	589,33	561,16	626,32	6,1725	0,1620
0,266	195,50	66,00	66,17	523,36	37,09	589,53	560,46	626,63	5,9182	0,1690
0,278	204,38	67,00	67,18	522,56	37,19	589,74	559,75	626,93	5,6756	0,1762
0,290	213,60	68,00	68,19	521,77	37,29	589,96	559,05	627,24	5,4448	0,1837
0,303	223,17	69,00	69,19	520,97	37,38	590,16	558,35	627,54	5,2248	0,1914
0,317	233,09	70,00	70,20	520,17	37,48	590,37	557,65	627,85	5,0153	0,1994
0,331	243,39	71,00	71,21	519,37	37,57	590,58	556,95	628,15	4,8154	0,2077
0,345	254,07	72,00	72,22	518,57	37,67	590,79	556,24	628,46	4,6247	0,2162
0,361	265,15	73,00	73,22	517,78	37,76	591,00	555,54	628,76	4,4427	0,2251
0,376	276,62	74,00	74,23	516,98	37,86	591,21	554,84	629,07	4,2693	0,2342
0,392	288,52	75,00	75,24	516,18	37,95	591,42	554,14	629,37	4,1035	0,2437
0,409	300,84	76,00	76,25	515,38	38,05	591,63	553,43	629,68	3,9454	0,2535
0,426	313,60	77,00	77,25	514,58	38,14	591,83	552,73	629,98	3,7943	0,2635
0,444	326,81	78,00	78,26	513,79	38,24	592,05	552,03	630,29	3,6499	0,2740
0,463	340,49	79,00	79,27	512,99	38,33	592,26	551,32	630,59	3,5118	0,2847
0,482	354,64	80,00	80,28	512,19	38,42	592,47	550,62	630,90	3,3799	0,2959
0,502	369,29	81,00	81,29	511,40	38,52	592,69	549,91	631,20	3,2537	0,3073
0,523	384,44	82,00	82,30	510,60	38,61	592,90	549,21	631,51	3,1331	0,3192
0,544	400,10	83,00	83,31	509,80	38,70	593,11	548,51	631,81	3,0177	0,3314
0,566	416,30	84,00	84,32	509,01	38,79	593,33	547,80	632,12	2,9071	0,3440
0,589	433,04	85,00	85,33	508,21	38,88	593,54	547,10	632,42	2,8013	0,3570
0,612	450,34	86,00	86,34	507,42	38,97	593,76	546,39	632,73	2,7000	0,3704
0,637	468,22	87,00	87,35	506,62	39,06	593,97	545,69	633,03	2,6029	0,3842
0,662	486,69	88,00	88,36	505,83	39,15	594,19	544,98	633,34	2,5099	0,3984
0,688	505,76	89,00	89,37	505,03	39,24	594,40	544,27	633,64	2,4208	0,4131
0,714	525,45	90,00	90,38	504,24	39,33	594,62	543,57	633,95	2,3354	0,4282
0,742	545,78	91,00	91,39	503,44	39,42	594,83	542,86	634,25	2,2534	0,4438
0,771	566,76	92,00	92,40	502,65	39,51	595,05	542,16	634,56	2,1748	0,4598
0,800	588,41	93,00	93,41	501,86	39,59	595,27	541,45	634,86	2,0994	0,4763
0,830	610,74	94,00	94,43	501,07	39,68	595,50	540,74	635,17	2,0270	0,4933
0,862	633,78	95,00	95,44	500,27	39,76	595,71	540,04	635,47	1,9575	0,5109
0,894	657,54	96,00	96,45	499,48	39,85	595,93	539,33	635,78	1,8909	0,5288
0,927	682,03	97,00	97,46	498,69	39,93	596,15	528,62	636,08	1,8270	0,5473
0,962	707,26	98,00	98,47	497,89	40,02	596,36	537,92	636,39	1,7658	0,5663
1,000	735,51	99,09	99,58	497,05	40,10	596,63	537,15	636,72	1,7012	0,5878
1,033	760,00	100,00	100,50	496,29	40,20	596,79	536,50	637,00	1,6508	0,6058
1,250	919,39	105,41	105,98	492,00	40,66	597,98	532,67	638,65	1,3804	0,7244
1,500	1103,27	110,76	111,42	487,76	41,11	599,18	528,87	640,28	1,1631	0,8598
1,750	1287,14	115,42	116,15	484,06	41,49	600,21	525,55	641,70	1,0063	0,9937
2,000	1471,02	119,57	120,37	480,78	41,82	601,15	522,60	642,97	0,8877	1,1265
2,250	1654,90	123,31	124,18	477,81	42,12	601,99	519,93	644,11	0,7947	1,2583
2,500	1838,78	126,73	127,66	475,11	42,38	602,77	517,49	645,15	0,7198	1,3893
2,750	2022,65	129,87	130,87	472,62	42,62	603,49	515,23	646,11	0,6582	1,5193
3,000	2206,53	132,80	133,85	470,30	42,85	604,15	513,15	647,00	0,6066	1,6485
3,250	2390,41	135,53	136,64	468,14	43,05	604,78	511,19	647,84	0,5626	1,7775

Dampfspannung in kg. auf 1 qcm p	Dampfspannung in mm. Quecksilbersäule	Temperatur in Graden Cels. t	Flüssigkeitswärme q	Innere latente Wärme ϱ	Aeussere latente Wärme Apu	Dampfwärme J	Verdampfungswärme r	Gesammtwärme λ	1 kg Dampf nimmt ein: cbm s	1 kg Dampf wiegt: kg γ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3,50	2574,29	138,10	139,27	466,11	43,24	605,38	509,35	648,62	0,5248	1,905
3,75	2758,16	140,52	141,75	464,19	43,41	605,94	507,61	649,36	0,4919	2,033
4,00	2942,04	142,82	144,10	462,38	43,58	606,48	505,96	650,06	0,4630	2,160
4,25	3125,92	145,00	146,34	460,65	43,74	606,99	504,39	650,73	0,4373	2,287
4,50	3309,80	147,09	148,47	459,00	43,88	607,48	502,89	651,36	0,4145	2,412
4,75	3493,67	149,08	150,52	457,43	44,02	607,95	501,45	651,97	0,3940	2,538
5,00	3677,55	150,99	152,48	455,92	44,15	608,40	500,07	652,55	0,3754	2,664
5,25	3861,43	152,83	154,36	454,47	44,28	608,83	498,75	653,11	0,3586	2,789
5,50	4045,31	154,59	156,18	453,07	44,40	609,25	497,47	653,65	0,3433	2,913
5,75	4229,18	156,30	157,93	451,72	44,51	609,65	496,24	654,17	0,3292	3,038
6,00	4413,06	157,94	159,62	450,42	44,62	610,04	495,05	654,67	0,3164	3,161
6,25	4596,94	159,54	161,26	449,16	44,73	610,42	493,89	655,16	0,3045	3,284
6,50	4780,82	161,08	162.85	447,94	44,83	610,79	492,78	655,63	0,2934	3,408
6,75	4964,69	162,57	164,39	446,76	44,93	611,15	491,69	656,08	0,2832	3,531
7,00	5148,57	164,03	165,89	445,61	45,02	611,50	490,64	656,53	0,2737	3,654
7,25	5332,45	165,44	167,35	444,50	45,11	611,85	489,61	656,96	0,2648	3,776
7,50	5516,33	166,81	168,76	443,41	45,20	612,17	488,61	657,38	0,2565	3,899
7,75	5700,20	168,15	170,15	442,35	45,29	612,50	487,64	657,79	0,2488	4,019
8,00	5884,08	169,46	171,49	441,32	45,37	612,81	486,69	658,18	0,2415	4,141
8,25	6067,96	170,73	172,81	440,32	45,45	613,13	485,76	658,57	0,2346	4,263
8,50	6251,84	171,98	174,09	439,33	45,53	613,42	484,86	658,95	0.2281	4,384
8,75	6435,71	173,19	175,35	438,37	45,60	613,72	483,97	659,32	0,2220	4,504
9,00	6619,59	174,38	176,58	437,43	45,67	614,01	483,11	659,69	0,2162	4,625
9,25	6803,47	175,54	177,78	436,51	45,74	614,29	482,26	660,04	0,2107	4,746
9,50	6987,35	176,68	178,96	435,62	45,81	614,58	481,43	660,39	0,2055	4,866
9,75	7171,22	177,79	180,11	434,73	45,88	614,84	480,62	660,73	0,2005	4,987
10,00	7355,10	178,89	181,24	433,87	45,95	615,11	479,82	661,06	0,1958	5,107
10,25	7538,98	179,96	182,35	433,02	46,01	615,37	479,03	661,39	0.1913	5,227
10,50	7722,86	181,01	183,44	432,19	46,07	615,63	478,26	661,71	0,1870	5,348
10.75	7906,73	182,04	184,51	431,38	46,13	615,89	477,51	662,62	0,1830	5,464
11,00	8090,61	183,05	185,56	430,58	46,19	616,14	476,77	662,33	0,1791	5,583
11,25	8274,49	184,05	186,60	429,79	46,25	616,39	476,04	662,63	0,1753	5,704
11,50	8458,37	185,03	187,61	429.01	46,31	616,62	475,32	662,93	0,1717	5,824
11.75	8642,24	185,99	188,61	428,25	46,36	616,86	474,62	663,23	0,1683	5,942
12,00	8826,12	186,93	189,59	427,51	46,41	617,10	473,92	663,51	0,1650	6,061
12,25	9010,00	187,87	190,56	426,77	46,47	617,27	473,24	663,80	0,1618	6,180
12,50	9193,88	188,78	191,51	426,05	46,52	617,56	472,57	664,08	0,1588	6,297
12,75	9377,75	189,68	192,45	425,33	46,57	617,78	471,90	664,35	0,1559	6,414
13,00	9561,63	190,57	193,38	424,63	46,62	618,01	471,25	664,62	0,1531	6,532
13,25	9745,51	191,45	194,29	423,94	46,67	618,23	470,60	664,89	0,1503	6,653
13,50	9929,39	192,31	195,18	423,25	46,72	618,43	469,97	665,15	0,1477	6,770
13,75	10113,26	193,16	196,07	422,58	46,76	618,65	469,34	665,41	0,1452	6,887
14,00	10297,14	194,00	196,94	421,92	46,81	618,86	468,73	665,67	0,1428	7,003
14,25	10481,02	194,83	197,81	421,26	46,85	619,07	468,12	665,92	0,1404	7,122
14,50	10664,90	195,64	198,66	420,61	46,90	619,27	467,51	666,17	0,1381	7,241
14,75	10848,77	196,45	199,49	419,98	46,94	619,47	466,92	666,42	0,1359	7,358
15,00	11032,65	197,24	200,32	419,35	46,99	619,67	466,33	666,66	0,1338	7,474
16,00	11768,13	200,31	203,54	416,91	47,14	620,45	464,05	667,59	0,1295	7,724
17,00	12503,67	203,24	206,60	414,59	47,30	621,19	461,89	668,49	0,1223	8,176
18,00	13239,18	206,05	209,52	412,39	47,43	621,91	459,82	669,34	0,1159	8,627
19,00	13974,69	208,75	212,32	410,28	47,57	622,60	457,85	670,17	0,1102	9,076
20,00	14710,20	211,34	215,06	408,23	47,67	623,29	455,90	670,96	0,1049	9,527
21,00	15445,71	213,83	217,68	406,26	47,78	623,94	454,04	671,72	0,1003	9,975
22,00	16181,22	216,23	220,20	404,36	47,89	624,56	452,25	672,45	0,0960	10,416
23,00	16916,73	218,55	222,64	402,53	47,99	625,17	450,52	673,16	0,0921	10,860

Dampfspannung		Temperatur in Graden Cels.	Flüssigkeitswärme	Innere latente Wärme	Aeussere latente Wärme	Dampfwärme	Verdampfungswärme	Gesammtwärme	1 kg Dampf nimmt ein: cbm	1 cbm Dampf wiegt: kg
in kg. auf 1 qcm	in mm. Quecksilbersäule.									
p		t	q	ϱ	Apu	J	r	λ	s	γ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
24,00	17652,24	220,79	224,99	400,76	48,09	625,75	448,85	673,84	0,0885	11,313
25,00	18387,75	222,96	227,28	399,04	48,18	626,32	447,22	674,50	0,0854	11,745
26,00	19123,26	225,07	229,50	397,37	48,28	626,87	445,65	675,15	0,0821	12,185
27,00	19858,77	227,12	231,67	395,75	48,35	627,42	444,10	675,77	0,0792	12,625
28,00	20594,28	229,11	233,77	394,17	48,44	627,94	442,61	676,38	0,0766	13,063
29,00	21329,79	231,05	235,82	392,64	48,51	628,46	441,15	676,97	0,0741	13,501
30,00	22065,30	232,95	237,83	391,15	48,57	628,98	439,72	677,55	0,0718	13,938

ZEUNER aufgestellten Theorien durch PINZGER*) berechnet und die bei den Spannungen von 1 bis 15 kg/qcm angegebenen Zahlen der Tabelle von FLIEGNER**) mit Ausnahme der Werthe von s und γ entnommen sind. Diese letzteren hat PINZGER für $A = \frac{1}{424}$ umgerechnet, weil sich das von FLIEGNER angenommene, von REGNAULT aus Versuchen über Schallgeschwindigkeit abgeleitete $A = \frac{1}{436}$ inzwischen als unrichtig herausstellte. Die zu den Spannungen von 15 bis 30 kg/qcm gehörigen Zahlen wurden von ALTHANS***) als Erweiterung der FLIEGNER'schen Tabelle bestimmt, denselben liegt daher bei s und γ ein $A = \frac{1}{436}$ zu Grunde. Von einer Umrechnung dieser Werthe für $A = \frac{1}{424}$ wurde abgesehen, weil sie bei den nur bis 200° reichenden Versuchen REGNAULT'S über den Zusammenhang von Druck und Temperatur des Wasserdampfes überhaupt schon unsicher sind. Nur wegen des Mangels anderer, genauerer und ebenso weit reichender Zahlen haben sie hier Aufnahme gefunden.

§ 11.

Hauptgesetze der Zustandsänderungen von Mischungen aus Dampf und Wasser.

Gemisch von Dampf und Wasser.

1) Bei den Zustandsänderungen des gesättigten Wasserdampfes ist stets ein Gemisch von Dampf und Wasser derselben Temperatur

*) MEHRTENS. Technische Mechanik. IX. Mechanik der gas- und dampfförmigen Körper, bearbeitet von L. Pinzger. S. 826. Berlin 1887.

**) Civilingenieur, Bd. XX, S. 442. 1874.

***) Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Salinenwesen, Bd. XXIII, S. 280. 1875.

in Betracht zu ziehen, wenn der Dampf in jedem Augenblicke im Zustande der Sättigung bleiben soll. Als ein solches Gemisch ist entweder feuchter Dampf allein, oder der Inhalt eines Dampfkessels bestehend aus Wasser nebst trockenem oder feuchtem Dampfe anzusehen.

Mischungs-Volumen v.

2) **I. Allgemeine Gleichungen für umkehrbare Zustandsänderungen eines Gemisches von Dampf und Wasser.** *Das Volumen v von 1 kg eines solchen Gemisches*, dessen Spannung p ist, lässt sich, wenn sein Wassergehalt bekannt ist, leicht berechnen. Bezeichnet x das Gewicht des trockenen Dampfes, also $1 - x$ das Gewicht des Wassers, so muss bei einem specifischen Dampfvolumen s und dem specifischen Wasservolumen w das Volumen v der Mischung sein:

$$v = x\,s + (1 - x)\,w = x\,(s - w) + w$$

oder da nach § 10, 5: $s - w = u$

$$v = x\,u + w \text{ cbm.} \qquad (33)$$

Die Werthe für u finden sich aus der Tabelle auf Seite 28 bis 31, wenn die dortigen s Werthe um 0,001 vermindert werden. Das Volumen von 1 kg Dampf, welcher 5 % Feuchtigkeitsgehalt besitzt ($x = 0{,}95$) wird beispielsweise bei $p = 8$ kg/qcm:

$$v = 0{,}95\,(2{,}415 - 0{,}001) + 0{,}001$$
$$v = 0{,}95 \,.\, 2{,}414 + 0{,}001 = 2{,}2943 \text{ cbm.}$$

Innere Arbeit d U des Gemisches.

3) *Die innere Arbeit d U, welche von 1 kg eines Gemisches aus Dampf und Wasser bei einer unendlich kleinen umkehrbaren Zustandsänderung* verrichtet wird, erhält man, wenn man zunächst den Wärmewerth der ganzen im Gemisch enthaltenen inneren Arbeit $A\,U$ bestimmt, indem man die Flüssigkeitswärme der $1 - x$ kg Wasser von

$$(1 - x)\,q \quad \text{W.E.}$$

zu der Dampfwärme der x kg Dampf von

$$x\,J \quad \text{W.E.}$$

addirt:

$$A\,U = (1 - x)\,q + x\,J$$
$$A\,U = q + x\,(J - q)$$

oder nach Gl. 30 setzt: $J - q = \varrho$

$$A\,U = q + x\,\varrho \quad \text{W.E.} \qquad (34)$$

Bei einer unendlich kleinen umkehrbaren Zustandsänderung wird demnach der Wärmewerth der innern Arbeit:

$$A\,d\,U = dq + d\,(x\,\varrho) \qquad (35)$$

und hieraus folgt die innere Arbeit einer solchen Zustandsänderung mit:

$$d\,U = \frac{1}{A}\left[dq + d\,(x\,\varrho)\right] \qquad (35^a)$$

4) *Die Wärmemenge dQ, welche 1 kg eines Gemisches aus Dampf und Wasser bei einer unendlich kleinen umkehrbaren Zustandsänderung* zugeführt werden muss, ergiebt sich aus der allgemeinen Gleichung: Ableitung verschiedener Werthe für die Wärmemenge dQ.

$$dQ = A(dW + dJ + dL)$$

Nach Gl. 2ª war:

$$dW + dJ = dU$$

und nach Gl. 35:

$$A\,dU = dq + d(x\varrho)$$

Da ferner bei einer umkehrbaren Zustandsänderung der Dampfdruck p mit dem äusseren Drucke stets im Gleichgewichte sein muss, so ist die äussere Arbeit dL, welche der Ausdehnung dv entspricht, wenn man das Wasservolumen des Gemisches als constant ansieht:

$$dL = p\,dv$$

mithin folgt:

$$dQ = dq + d(x\varrho) + Ap\,dv \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (36)$$

Drückt man hierin das Gewicht x durch das Volumen v nach Gl. 33 mit

$$x = \frac{v - w}{u} \qquad \text{aus}$$

$$dQ = dq + d\left[\frac{\varrho}{u}(v - w)\right] + Ap\,dv$$

und differenzirt, indem man q und $\frac{\varrho}{u}$ als Funktionen von p ansieht, so findet sich:

$$dQ = \frac{d}{dp}\left[q - \frac{\varrho}{u}w + \frac{\varrho}{u}v\right]dp + \left(\frac{\varrho}{u} + Ap\right)dv$$

oder wenn man im zweiten Gliede nach Gl. 31 setzt:

$$\varrho = r - Apu$$

$$dQ = \frac{d}{dp}\left[q - \frac{\varrho}{u}w + \frac{\varrho}{u}v\right]dp + \frac{r}{u}dv \quad \ldots\ldots \quad (36^a)$$

Wenn man weiter in Gl. 36 das Volumen v durch das Gewicht x ausdrückt, indem man Gl. 33, in welcher w constant ist, differenzirt

$$dv = d(xu)$$

so lässt sich setzen: $Ap\,dv = Ap\,d(xu)$

oder: $Ap\,dv = A\,d(pux) - A\,xu\,dp$

demnach nimmt Gl. 36 folgende Form an:

$$dQ = dq + d(x\varrho) + A\,d(pux) - A\,xu\,dp$$

Führt man nach Gl. 31 ein:

$$r = \varrho + Apu$$

so lässt sich das zweite und dritte Glied dieser Gleichung zu $d(xr)$ zusammen ziehen. Für das letzte Glied lässt sich nach einigen Umformungen einführen:

$$A\,xu\,dp = \frac{xr}{T}dt$$

folglich:

$$d\,Q = d\,q + d\,(x\,r) - \frac{x\,r}{T}\,d\,t = d\,q + T\,d\left(\frac{x\,r}{T}\right) \quad . . . \quad (36^b)$$

Bezeichnet man die specifische Wärme des Wassers mit C und sieht dieselbe als constant an, was sie nach § 5, 6 *nicht* ist, so lässt sich in der vorstehenden Gleichung setzen:

$$d\,q = Cdt$$

Wird nun noch die im zweiten Gliede angedeutete Differentiation ausgeführt, so entsteht:

$$d\,Q = Cdt + r\,dx + x\,dr - x\,\frac{r}{T}\,dt$$

oder rechts $x\,Cdt$ addirt und subtrahirt und die Glieder entsprechend geordnet:

$$d\,Q = (1 - x)\,Cdt + rdx + x\left(C + \frac{dr}{dt} - \frac{r}{T}\right)dt$$

Schreibt man:

$$C + \frac{dr}{dt} - \frac{r}{T} = h$$

so folgt:

$$d\,Q = (1 - x)\,Cdt + r\,dx + x\,h\,dt \quad \quad (36^c)$$

Hierin ist:

$(1 - x)\,Cdt$ die Wärmemenge, welche die $1 - x$ kg Flüssigkeit um dt Grad in ihrer Temperatur erhöht,

$r\,dx$ die zur Verdampfung von dx der Flüssigkeit erforderliche Wärmemenge und

$x\,h\,dt$ die Wärmemenge, welche die x kg Dampf um dt Grad in ihrer Temperatur erhöht und die dieser Temperatur-Erhöhung entsprechende Volumenzunahme dv hervorbringt.

Specifische Wärme h des gesättigten Wasserdampfes.

5) Nach dem Vorstehenden bedeutet h *diejenige specifische Wärme des gesättigten Wasserdampfes*, welche einer solchen Volumen- und Spannungs-Aenderung bei der Wärmezuführung entspricht, dass dabei der Dampf gerade gesättigt bleibt. ZEUNER*) nennt dieselbe *die specifische Wärme des gesättigten Wasserdampfes bei constanter Dampfmenge*. CLAUSIUS**) giebt zur Bestimmung von h für verschiedene Dampftemperaturen t folgende Formel, in welcher er die specifische Wärme des Wassers für $t = 100^0$ mit $C = 1{,}013$ einsetzt,***) (wogegen ZEUNER****) von der Erwägung ausgehend,

*) G. ZEUNER. Die mechanische Wärmetheorie. Leipzig 1877. S. 312.

**) R. CLAUSIUS. Die mechanische Wärmetheorie. Braunschweig 1876. S. 136.

***) Ebendaselbst S. 281.

****) G. ZEUNER. Die mechanische Wärmetheorie. Leipzig 1877. S. 322.

dass man es in der Technik stets mit höheren Temperaturen als 100^0 zu thun hat, $C = 1,0224$ annimmt):

$$h = 0,305 - \frac{r}{T} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (37)$$

Wird hierin der in Gl. 32 angegebene Werth für r eingesetzt, so folgt:

$$h = 0,305 - \frac{607 - 0,708\,t}{273 + t}$$

welche Gleichung sich auf folgende einfachere Form bringen lässt:

$$h = 1,013 - \frac{800,3}{273 + t}$$

wonach CLAUSIUS folgende Werthe berechnete:

$t = 0^0$	50^0	100^0	150^0	200^0
$h = -1,916$	$-1,465$	$-1,133$	$-0,879$	$-0,676$

Die negativen und zwar recht grossen negativen Werthe der specifischen Wärme des gesättigten Wasserdampfes erklären sich aus dem Umstande, dass bei der Compression des Dampfes infolge der dabei verbrauchten Arbeit Wärme erzeugt wird, welche mehr als ausreichend ist, um den Dampf so viel zu erwärmen, dass er die seiner neuen Dichte entsprechende Sättigungstemperatur annehmen kann. Soll er gerade nur so viel erwärmt werden, dass er gesättigt bleibt, so muss ihm ein Theil der erzeugten Wärme entzogen werden. Bei der Ausdehnung des Dampfes wird dementsprechend mehr Wärme in Arbeit umgesetzt, als zur Abkühlung des Dampfes erforderlich ist, um ihn gerade in gesättigtem Zustande zu erhalten. Soll letzteres erreicht werden, so muss ihm während der Expansion Wärme zugeführt werden. Finden die Zustandsänderungen des gesättigten Wasserdampfes in einem wärmedichten Gefässe statt, so wird er bei der Compression überhitzt, während er sich bei der Expansion theilweise niederschlägt.

6) *Die äussere Arbeit oder die Expansionsarbeit dL*, welche 1 kg eines Gemisches von Dampf und Wasser durch die Zuführung einer Wärmemenge dQ bei einer unendlich kleinen umkehrbaren Zustandsänderung verrichtet, findet sich aus Gl. 36: Aeussere Arbeit dL des Gemisches.

$$Ap\,dv = dQ - \left[dq + d\,(x\,\varrho)\right] = A\,dL$$

oder wenn für dQ dessen Werth aus Gl. 36^b eingeführt wird, so folgt:

$$Ap\,dv = dq + T\,d\left(\frac{x\,r}{T}\right) - \left[dq + d\,(x\,\varrho)\right] = T\,d\left(\frac{x\,r}{T}\right) - d\,(x\,\varrho) = A\,dL$$

$$dL = \frac{1}{A}\left[T\,d\left(\frac{x\,r}{T}\right) - d\,(x\,\varrho)\right] \quad \ldots\ldots\ldots \quad (38)$$

3*

Isotherme der Mischungen aus Dampf und Wasser.

7) **II. Zustandsänderung bei constanter Temperatur.** Die Curve, welche die Veränderungen des Druckes mit dem Volumen eines Gases veranschaulicht, wenn die Temperatur t desselben constant bleibt, war § 6, 16 die Isotherme genannt. Da nun bei Dampf- und Flüssigkeitsmischungen nach § 9, 5 der Druck p nur von der Temperatur abhängt, so muss bei constanter Temperatur auch der Druck constant bleiben, woraus folgt, dass *die Isotherme der Mischungen aus Dampf und Wasser eine der Abscissenaxe parallele Gerade ist* (Tafel 1, Fig. 4, Linie I).

Aeussere Arbeit L.

8) *Die äussere Arbeit L,* welche 1 kg einer Mischung von Dampf und Wasser verrichtet, wenn sie sich bei constanter Temperatur von v auf v_1 ausdehnt, wobei die specifische Dampfmenge von x in x_1 übergeht, bestimmt sich aus:

$$d\,L = p\,dv$$

$$L = \int_v^{v_1} p\,dv = p\,(v_1 - v)$$

oder wenn hierin gesetzt wird:

$$v_1 = x_1\,u + w \text{ und } v = x\,u + w$$

$$L = p\,u\,(x_1 - x) \text{ mk.} \qquad (39)$$

Wärmemenge Q.

9) *Die Wärmemenge Q,* welche 1 kg eines Gemisches von Dampf und Wasser zugeführt werden muss, damit es die in Gl. 39 angegebene äussere Arbeit verrichten kann, setzt sich zusammen aus dem Wärmewerthe $A\,L$ der letzteren und dem Wärmewerthe der inneren Arbeit, diese lässt sich nach Gl. 35, in welcher jetzt wegen der constanten Temperatur $d\,q = 0$ und ϱ constant ist, ausdrücken durch:

$$A \int_U^{U_1} d\,U = \int \left[dq + d\,(x\,\varrho)\right] = \varrho \int_x^{x_1} dx$$

$$A\,(U_1 - U) = \varrho\,(x_1 - x)$$

wenn die mit dem Index 1 versehenen Grössen den Endzustand bezeichnen. Folglich wird:

$$Q = A\,L + A\,(U_1 - U)$$

$$Q = A\,p\,u\,(x_1 - x) + \varrho\,(x_1 - x) = (A p\,u + \varrho)\,(x_1 - x)$$

oder mit Rücksicht auf Gl. 31:

$$Q = r\,(x_1 - x) \text{ W.E.} \qquad (40)$$

Wärmemenge Q.

10) **III. Zustandsänderung bei constantem Volumen.** Aus Gl. 33 folgt, dass bei $v = const.$ auch $x\,u = const.$ ist, oder dass, wenn x und u den Anfangszustand und x_1 und u_1 den Endzustand eines Gemisches von Dampf und Wasser bezeichnen:

$$x\,u = x_1\,u_1\,;\; x_1 = \frac{u}{u_1}\,x \qquad \text{sein muss.}$$

Die Wärmemenge Q, welche 1 kg des Gemisches behufs einer gegebenen Zustandsänderung bei constantem Volumen mitgetheilt werden muss, ergiebt sich aus dem Wärmewerth der verrichteten inneren Arbeit, weil $dL = 0$ ist. Nach Gl. 35 ist also:

$$dQ = A\,dU = dq + d(x\varrho)$$

und hieraus folgt durch Integration, wenn sich q und ϱ auf den Anfangs-, q_1 und ϱ_1 auf den Endzustand beziehen:

$$Q = q_1 - q + x_1\varrho_1 - x\varrho$$

Wird hierin der soeben für x_1 festgestellte Werth eingeführt, so folgt:

$$Q = q_1 - q + xu\left(\frac{\varrho_1}{u_1} - \frac{\varrho}{u}\right) \text{ W.E. } \ldots\ldots\ldots (41)$$

11) Mit Hilfe dieser Gleichung lässt sich die Zeit berechnen, welche erforderlich ist, um bei gleichmässig fortgesetztem Heizen in einem vollkommen abgesperrten Dampfkessel die Spannung um eine gewisse Grösse zu steigern, wie folgendes Beispiel zeigt. In einem Torpedobootskessel herrscht eine Dampfspannung von 1 Atm., welche auf 12 Atm. gesteigert werden soll. Der Kessel enthält 3,5 cbm = 3500 kg Wasser und 2 cbm = 2 . 0,5878 (siehe die Tabelle auf S. 29) = 1,1756 kg Dampf. Der Dampfgehalt des Gemisches wird daher: $x = \dfrac{1,1756}{3500 + 1,1756} = 0,0003359$. Zur Bestimmung der Wärmemenge Q, welche jedem kg des Gemisches zugeführt werden muss, damit die Spannung desselben bei constantem Volumen von 1 Atm. auf 12 Atm. steigt, hat man in Gl. 41 nur die entsprechenden Zahlenwerthe aus der Tabelle Seite 28 bis 31 einzusetzen und erhält hier: Zeuner's Dampfkesselaufgabe.

$$Q = 189,59 - 99,58 + 0,0003359 \,.\, 1,7002\left(\frac{427,51}{0,1640} - \frac{497,05}{1,7002}\right) = 88,7 \text{ W.E.}$$

Dem gesammten Inhalt des Kessels von 3501,1756 kg müssen demnach $3501,1756 \,.\, 88,7$ W. E. zugeführt werden. Hat nun der Kessel 90 qm Heizfläche, welche zum überwiegenden Theile aus messingenen Feuerrohren besteht, die auf 1 qm Heizfläche minutlich mindestens 300 W. E. von den Heizgasen zum Kesselwasser hindurchziehen lassen, so genügen zu der angenommenen Steigerung der Dampfspannung in dem vollkommen abgesperrten Kessel:

$$\frac{3501,1756 \,.\, 88,7}{90 \,.\, 300} = 11,5 \text{ Minuten.}$$

12) **IV. Zustandsänderung bei constanter Dampfmenge.** Ist x constant, so kann Gl. 33, in welcher u eine Funktion von p ist, als die Gleichung einer Curve betrachtet werden, deren Coordinaten v und p sind. Setzt man in die Gl. 33 das specifische Gewicht des Dampfes nach Gl. 24 mit Curve constanter Dampfmenge.

$\gamma = a p^{\frac{1}{n}} = \frac{1}{s}$ ein, so dass also $u = s - w = \frac{1}{\gamma} - w = \frac{1}{a p^{\frac{1}{n}}} - w$

wird, so folgt als Gleichung *der Curve constanter Dampfmenge:*

$$v = (1 - x) w + \frac{x}{a p^{\frac{1}{n}}} \qquad (42)$$

Es ist dies eine Hyperbel (siehe Tafel I, Fig. 4, Curve IV), deren eine Asymptote die x Axe, deren andere Asymptote eine in der Entfernung $(1 - x) w$ vom Coordinatenanfangspunkt parallel zur y Axe gezogene Gerade bildet. Für 1 kg trockenen Dampfes $x = 1$ geht die obige Gleichung über in:

$$p v^n = a \qquad (42^a)$$

worin zu setzen ist:

für p in kg/qcm nach PINZGER*):

$n = 1{,}064963 \sim 1{,}065$ **)

$a = 1{,}76133$

für p in *alten* Atm. nach ZEUNER***):

$n = 1{,}0646$

$a = 1{,}704$

RANKINE****) setzt hierin für p in ℔ engl. auf den □'' engl. und v in Cubikfuss engl. bei Spannungen bis $p = 8$ Atm. und bis zu einer 16 fachen Expansion in Cylindern mit Dampfmänteln:

$$n = 1{,}0625 = \frac{17}{16}$$

$$a = 475$$

Wärmemenge d Q.

13) *Die Wärmemenge d Q, welche 1 kg einer Mischung aus Dampf und Wasser* behufs einer unendlich kleinen Zustandsänderung bei constanter Dampfmenge mitgetheilt werden muss, ist nach Gl. 36c, da $dx = 0$ wird:

$$d\,Q = \Big[(1 - x)\,C + x\,h\Big]\,dt \qquad (43)$$

für trockenen Dampf $x = 1$ wird:

$$d\,Q = h\,dt \qquad (43^a)$$

So lange $\Big[(1 - x)\,C + x\,h\Big] < 0$ bleibt, d. h. so lange $x > \frac{C}{C - h}$, entspricht einem *negativen* Werth von dt ein *positiver* Werth von $d\,Q$ und umgekehrt. Nun ist aber nach Gl. 37:

$$h = 0{,}305 - \frac{r}{T}$$

*) MEHRTENS. Technische Mechanik. Berlin 1887. S. 832.

**) Diese Zahl wählte GIZYCKI. Untersuchungen der Dampfmaschinen etc. in Düsseldorf. 1880. Aachen 1881. S. 9.

***) G. ZEUNER. Mechanische Wärmetheorie. Leipzig 1877. S. 294.

****) J. W. M. RANKINE. The steam engine. London 1873. S. 403.

wegen des grossen Werthes $\frac{r}{T}$ stets negativ. Hieraus folgt, dass für $x = 1$, bei *abnehmender* Temperatur, also *abnehmender* Dampfspannung dQ *positiv* und bei *zunehmender* Temperatur und Dampfspannung dQ *negativ* ausfällt. Diese Beziehung bleibt bestehen, so lange

$$x > 0{,}5, \text{ wenn } p \leq 2 \, Atm, \text{ und}$$
$$x > 0{,}6, \quad „ \quad p \leq 15 \, Atm \text{ ist.}$$

Da nun der im Cylinder einer Dampfmaschine wirkende Dampf niemals einen so bedeutenden Wassergehalt besitzt, dass $x = 0{,}6$ wird, so muss ihm bei seiner Expansion *hinter* dem Kolben Wärme *zugeführt* und bei seiner Compression *vor* dem Kolben Wärme *entzogen* werden, wenn in beiden Fällen die Dampfmenge x constant bleiben soll. Findet eine derartige Wärme-Zuführung bezw. Entziehung nicht statt, dann müssen die am Schlusse von 5) erwähnten Erscheinungen auftreten.

14) *Die innere Arbeit U* eines Gemisches von Dampf und Wasser nimmt bei der Expansion unter constanter Dampfmenge x stets ab, denn es ist nach Gl. 35: Innere Arbeit U.

$$A \, d \, U = dq + d \, (x \, \varrho)$$

also hier:
$$A \, d \, U = dq + x \, d \, \varrho$$

Unmittelbar hinter Gl. 36^b war ausgeführt, weshalb

$$dq = Cdt \qquad \text{gesetzt werden kann,}$$

und nach Gl. 27 ist $\varrho = 575{,}4 - 0{,}791 \, t$, mithin:

$$A \, d \, U = Cdt - 0{,}791 \, x \, dt$$
$$A \frac{d \, U}{d \, t} = C - 0{,}791 \, x$$

da $C = 1$ und $x = 1$ nur im Maximum werden kann, so ist der vorstehende Werth stets positiv, weswegen, da dt zugleich mit dp bei der Expansion negativ ist, auch $d \, U$ negativ sein, also die innere Arbeit U abnehmen muss. — Bei der Compression nimmt sie dementsprechend zu.

15) **V. Zustandsänderung bei constanter innerer Arbeit.** Wenn U constant ist, so ist nach Gl. 34: Isodynamische Curve der Mischungen aus Dampf und Wasser.

$$q + x\varrho = const. = q_1 + x_1 \, \varrho_1$$

wenn mit q, x, ϱ der Anfangs- und mit q_1, x_1, ϱ_1 der Endzustand bezeichnet wird. Hieraus folgt die Gleichung der dieser Zustandsänderung entsprechenden isodynamischen Curve (siehe § 6, 27^b) aus:

$$v_1 = x_1 \, u_1 + w$$
$$x_1 = \frac{q + x\varrho - q_1}{\varrho_1}$$
$$v_1 = w + \frac{q + x\varrho - q_1}{\varrho_1} \, u_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (44)$$

weil man q_1, ϱ_1 und u_1 als Functionen von der Endspannung p_1 ansehen kann. Da nach dem Vorstehenden auch:

$$x_1 = \frac{q + x\varrho - q_1}{\varrho_1} = x + \frac{(q + x\,\varrho) - (q_1 + x\,\varrho_1)}{\varrho_1}$$

ist, so folgt für den Fall der Expansion:

$$x_1 > x$$

weil bei der Expansion unter constanter Dampfmenge (siehe unter 14) U abnehmen und somit

$$q_1 + x\,\varrho_1 < q + x\,\varrho \qquad \text{sein muss.}$$

Die Expansion nach der isodynamischen Curve (Tafel 1, Fig. 4, Curve III) ist also mit Verdampfung von Wasser verbunden. Wegen dieser Zunahme von x_1 nimmt u_1 bei gegebener Zunahme von v_1 weniger zu, also p_1 weniger ab, als es der Fall wäre, wenn x_1 unverändert bliebe. Von irgend einem Punkte aus nähert sich also mit wachsender Abscisse v die isodynamische Curve der x Axe weniger schnell, als die Curve constanter Dampfmenge.

Wärmemenge d Q.

16) *Die Wärmemenge $d\,Q$*, welche einem Gemisch aus Dampf und Wasser behufs einer unendlich kleinen Zustandsänderung bei constanter innerer Arbeit zugeführt werden muss, folgt aus Gl. 36:

$$d\,Q = d\,q + d\,(\varrho\,x) + A\,p\,dv$$

da hierin $d\,q + d(\varrho\,x) = A\,d\,U$ und in diesem Falle $d\,U = 0$ ist, so folgt:

$$d\,Q = A\,p\,dv$$

d. h. bei der Expansion wird die ganze zugeführte Wärme in Arbeit und bei der Compression die gesammte verrichtete Arbeit in Wärme umgesetzt.

Adiabatische Curve der Mischungen aus Dampf und Wasser.

17) **VI Zustandsänderung ohne Wärme-Zuführung oder -Entziehung.** Setzt man nach dieser Voraussetzung in Gl. 36[b]: $Q = 0$, also:

$$0 = dq + T\,d\left(\frac{x\,r}{T}\right)$$

und dividirt die Gleichung durch T, so entsteht:

$$\frac{d\,q}{T} + d\left(\frac{x\,r}{T}\right) = 0$$

Wird hierin der Abkürzung wegen eingeführt:

$$\int_0^t \frac{dq}{T} = a \quad \text{und} \quad \frac{r}{T} = b$$

so charakterisirt sich die in Rede stehende Zustandsänderung durch die Gleichung:

$$a + b\,x = const. = a_1 + b_1\,x_1$$

unter a, b, x die Anfangswerthe von a_1, b_1 und x_1 verstanden. Wird x_1 eliminirt:

$$x_1 = \frac{a + b\,x - a_1}{b_1}$$

und dieser Werth in Gl. 33 eingeführt, so folgt:

$$v_1 = x_1\,u_1 + w = w + \frac{a + b\,x - a_1}{b_1}\,u_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (45)$$

Da a_1, b_1 und u_1 Functionen von p_1 sind, so stellt Gl. 45 v_1 als eine Function von p_1 dar. Die Curve, welche einer solchen Zustandsänderung entspricht, heisst die *adiabatische Curve* (Tafel 1, Fig. 4, Curve V).

18) *Die adiabatische Curve des gesättigten Wasserdampfes* nähert sich noch schneller der x Axe als die Curve constanter Dampfmenge. Man kann sie mit Hülfe der nachstehenden Tabelle leicht construiren. In der Tabelle sind die Werthe von a und b bis zu 15 Atm. von FLIEGNER*) berechnet, während die u Werthe von PINZGER**) mit $A = \frac{1}{424}$ neu festgestellt wurden. Die Werthe von 16—30 Atm. hat ALTHANS***) bestimmt und zwar mit $A = \frac{1}{436}$ (vergl. § 10, 11). Tabelle für die Adiabate der Mischungen aus Dampf und Wasser.

Tabelle der Werthe *a*, *b*, und *u*.

p in kg/qcm	*a*	*b*	*u*	*p* in kg/qcm	*a*	*b*	*u*	*p* in kg/qcm	*a*	*b*	*u*
0,10	0,1546	1,8041	14,8904	5,50	0,4528	1,1634	0,3423	12,25	0,5303	1,0268	0,1608
0,20	0,1984	1,6975	7,7354	5,75	0,4569	1,1559	0,3282	12,50	0,5323	1,0234	0,1578
0,30	0,2252	1,6344	5,2798	6,00	0,4609	1,1488	0,3154	12,75	0,5344	1,0199	0,1549
0,40	0,2448	1,5893	4,0279	6,25	0,4647	1,1419	0,3035	13,00	0,5364	1,0166	0,1521
0,50	0,2604	1,5541	3,2656	6,50	0,4683	1,1352	0,2924	13,25	0,5383	1,0133	0,1493
0,60	0,2734	1,5252	2,7510	6,75	0,4719	1,1288	0,2822	13,50	0,5403	1,0100	0,1467
0,70	0,2846	1,5007	2,3796	7,00	0,4753	1,1227	0,2727	13,75	0,5422	1,0068	0,1442
0,80	0,2944	1,4793	2,0984	7,25	0,4786	1,1167	0,2638	14,00	0,5440	1,0037	0,1418
0,90	0,3032	1,4605	1,8779	7,50	0,4819	1,1110	0,2555	14,25	0,5459	1,0006	0,1394
1,00	0,3111	1,4436	1,7002	7,75	0,4850	1,1054	0,2478	14,50	0,5477	0,9976	0,1371
1,25	0,3282	1,4076	1,3794	8,00	0,4881	1,1000	0,2405	14,75	0,5495	0,9946	0,1349
1,50	0,3424	1,3781	1,1621	8,25	0,4910	1,0947	0,2336	15,00	0,5512	0,9917	0,1328
1,75	0,3547	1,3530	1,0053	8,50	0,4939	1,0896	0,2271	16,00	0,5581	0,9804	0,1285
2,00	0,3655	1,3312	0,8867	8,75	0,4967	1,0847	0,2210	17,00	0,5645	0,9698	0,1213
2,25	0,3751	1,3119	0,7937	9,00	0,4995	1,0799	0,2152	18,00	0,5706	0,9598	0,1149
2,50	0,3839	1,2946	0,7188	9,25	0,5022	1,0752	0,2097	19,00	0,5765	0,9503	0,1092
2,75	0,3919	1,2789	0,6572	9,50	0,5048	1,0706	0,2045	20,00	0,5821	0,9413	0,1039
3,00	0,3993	1,2645	0,6056	9,75	0,5073	1,0662	0,1995	21,00	0,5875	0,9327	0,0993
3,25	0,4061	1,2513	0,5616	10,00	0,5099	1,0618	0,1948	22,00	0,5927	0,9244	0,0950
3,50	0,4125	1,2390	0,5238	10,25	0,5123	1,0576	0,1903	23,00	0,5977	0,9165	0,0911
3,75	0,4185	1,2275	0,4909	10,50	0,5147	1,0534	0,1860	24,00	0,6024	0,9090	0,0875
4,00	0,4242	1,2168	0,4620	10,75	0,5171	1,0494	0,1820	25,00	0,6071	0,9017	0,0844
4,25	0,4296	1,2067	0,4363	11,00	0,5194	1,0454	0,1781	26,00	0,6115	0,8948	0,0811
4,50	0,4347	1,1971	0,4135	11,25	0,5216	1,0415	0,1743	27,00	0,6159	0,8880	0,0782
4,75	0,4395	1,1880	0,3930	11,50	0,5239	1,0378	0,1707	28,00	0,6201	0,8815	0,0756
5,00	0,4442	1,1794	0,3744	11,75	0,5260	1,0340	0,1673	29,00	0,6242	0,8752	0,0731
5,25	0,4486	1,1712	0,3576	12,00	0,5282	1,0304	0,1640	30,00	0,6281	0,8691	0,0708

*) Civilingenieur 1874. S. 447 bis 454.

**) MEHRTENS. Technische Mechanik. Berlin 1887. S. 833.

***) Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Salinenwesen. 1875. S. 280.

Genaue Berechnung der äusseren Arbeit L.

19) *Die äussere Arbeit L*, welche 1 kg einer Mischung von Dampf und Wasser verrichtet, wenn sie sich ohne Wärme-Zuführung oder -Entziehung von v auf v_1 ausdehnt, wobei die specifische Dampfmenge von x in x_1 übergeht, und der Druck von p auf p_1 sinkt, bestimmt sich aus Gl. 36:

$$d\,Q = dq + d\,(x\varrho) + Ap\,dv = 0$$

$$Ap\,dv = -\,dq - d\,(x\varrho)$$

Integrirt giebt dies:

$$A\,L = q - q_1 + x\varrho - x_1\,\varrho_1$$

$$L = \frac{1}{A}\,(q - q_1 + x\varrho - x_1\,\varrho_1)\ \text{mk.} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (46)$$

Hierin sind q und ϱ durch p, sowie q_1 und ϱ_1 durch p_1 bestimmt, während sich der Werth für x_1 aus x nach der unter 17) entwickelten Gleichung:

$$x_1 = \frac{a + b\,x - a_1}{b_1}$$

berechnen lässt, in der wieder a und b durch p, sowie a_1 und b_1 durch p_1 bestimmt sind.

Näherungsformel für die Adiabate der Mischungen aus Dampf und Wasser.

20) Nach diesen Formeln wäre die Arbeit zu berechnen, welche gesättigter Wasserdampf durch Expansion in einem vollkommen wärmedichten Dampfcylinder verrichtet. Hierbei ist aber in der Regel ausser dem Anfangszustande nur der Füllungsgrad ε gegeben, so dass es wünschenswerth ist, durch eine möglichst einfache Näherungsformel die Expansionsarbeit als unmittelbare Function der mit dem Anfangszustande gegebenen Grössen und des Füllungsgrades ε auszudrücken. Zu diesem Zwecke führte zuerst RANKINE analog der Gleichung für die Adiabate vollkommener Gase

$$pv^{\varkappa} = const. = p_1\,v_1^{\varkappa}$$

die Gleichung für die Adiabate des Dampf- und Flüssigkeitsgemisches mit:

$$p\,v^{n} = const. = p_1\,v_1^{n}$$

ein. Hierin ist nun aber der Exponent n nicht wie $\varkappa$ eine Constante, sondern eine vom Füllungsgrade ε, dem Anfangsdruck p und dem specifischen Dampfgewicht x abhängige Grösse. Diese Abhängigkeit ist indessen so gering, dass man n für praktische Rechnungen innerhalb gewisser Grenzen, wie die nachstehenden Zahlen zeigen, als constant ansehen kann.

Exponent n.

21) *Die Grösse des Exponenten n* berechnet:

GRASHOF*) aus der Formel:

$$n = \alpha - \beta\,p + \gamma\,log\,p + b\,log\,\varepsilon$$

worin α, β, γ und b von x abhängige Coefficienten sind. Im Mittel lässt sich nach GRASHOF setzen für:

$x = 1$	$x = 0{,}9$	$x = 0{,}8$
$n = 1{,}1350$	$1{,}1264$	$1{,}1158$

*) F. GRASHOF. Theoretische Maschinenlehre. Leipzig 1875. S. 174.

ZEUNER*) aus der Formel:

$$n = 1{,}035 + 0{,}1\,x$$

wenn x die Grenzen 0,7 bis 1,0 nicht überschreitet.

RANKINE**) setzt innerhalb der Grenzen $p = 1$ bis 12 Atm.:

$$n = 1{,}1111 = \frac{10}{9}$$

welcher Werth sich aus der ZEUNER'schen Formel bei $x = 0{,}76$ ergiebt, wenn also der Dampf etwa 25 % Feuchtigkeit enthält.

22) *Die äussere Arbeit oder die Expansionsarbeit L*, welche 1 kg eines Gemisches von Dampf und Wasser leistet, wenn es sich ohne Wärmezuführung oder -Entziehung ausdehnt, und wenn bei diesem Vorgang die vorstehende angenäherte Formel zu Grunde gelegt wird, folgt nach Gl. 20 (Seite 15): Näherungs-berechnung der äusseren Arbeit L.

$$L = \frac{p\,v}{n-1}\left[1 - \left(\frac{v}{v_1}\right)^{n-1}\right] \text{ mk}$$

und wenn der Füllungsgrad $\frac{v}{v_1} = \varepsilon$ gesetzt wird:

$$L = \frac{p\,v}{n-1}\left[1 - \varepsilon^{n-1}\right] \text{ mk. } \quad (46^a)$$

der Enddruck p_1 folgt weiter aus:

$$pv^n = p_1\,v_1^n \text{ mit:}$$

$$p_1 = p\left(\frac{v}{v_1}\right)^n = p\,\varepsilon^n \quad (47)$$

Da durch p_1 auch u_1 bestimmt ist und sich aus der Tabelle auf Seite 28 bis 31 entnehmen lässt, so folgt aus Gl. 33:

$$v_1 = \frac{v}{\varepsilon} = x_1\,u_1 + w$$

die specifische Dampfmenge im Endzustande:

$$x_1 = \frac{\frac{v}{\varepsilon} - w}{u_1} \quad (48)$$

Die zur Compression von 1 kg des Gemisches aufzuwendende Arbeit wird nach Gl. 46[a]:

$$L = \frac{p\,v}{n-1}\left[\varepsilon^{n-1} - 1\right] \text{ mk. } \quad (49)$$

23) Auf Tafel 1 in Fig. 4 sind sämmtliche Expansionscurven des Vergleiches wegen zusammengestellt. Dieselben sind unter der Vergleich der Expansions-curven von Mischungen aus Dampf und Wasser.

*) G. ZEUNER. Mechanische Wärmetheorie. Leipzig 1877. S. 342.

**) J. W. M. RANKINE. The steam engine. London 1873. S. 392.

Annahme $x = 1$ gezeichnet, also unter der Voraussetzung, dass der Dampf vollkommen trocken ist, und demselben bei der Expansion nach den verschiedenen Curven gerade so viel Wasser zugeführt bezw. entzogen wird, um ihn im gesättigten Zustande zu erhalten. Wie man sieht, fallen die unter vorstehenden Voraussetzungen construirten Curven constanter Dampfmenge und constanter innerer Arbeit (Isodyname) fast zusammen. Auch die Adiabate des gesättigten Wasserdampfes, welche mit dem Zeunerschen Exponenten $n = 1{,}135$ entworfen ist, liegt denselben sehr nahe und rückt ihnen um so näher, einen je grösseren Feuchtigkeitsgehalt der Dampf besitzt. RANKINE *), welcher die Curve constanter Dampfmenge bei $x = 1$ nach $pv^{\frac{17}{16}} = const.$ und die Adiabate des gesättigten Wasserdampfes nach $p\,v^{\frac{10}{9}} = const.$ (nach ZEUNER also für Dampf mit 25 % Feuchtigkeit) darzustellen pflegte, empfiehlt daher die erstere Curve zur Benutzung bei trockenem, bezw. nahezu trockenem, die letztere bei mässig feuchtem Dampf. Er sagt aber selbst, die Differenz zwischen den Resultaten beider sei so gering, dass er dem Praktiker rathe, im Falle ihm nur eine Tabelle mit den Quadraten der Zahlen zur Hand sei, die erstere Curve (wegen der $\sqrt[16]{\ }$) zu wählen, und falls er nur eine Tabelle der natürlichen Logarithmen besitze, die letztere zu nehmen.

§ 12.

Bestimmung des Feuchtigkeitsgehaltes des Wasserdampfes.

Zweck. 1) Für die Feststellung der Leistungsfähigkeit eines Dampfkessels, sowie für die Ermittelung des Dampfverbrauches einer Dampfmaschine ist die Bestimmung des Feuchtigkeitsgehaltes des dem Kessel entströmenden Dampfes von grosser Wichtigkeit. Man hat zu diesem Zwecke eine ganze Reihe der verschiedensten Verfahren eingeschlagen, ohne indessen mit einem derselben wissenschaftlich vollkommen einwandfreie Resultate zu erzielen, wenngleich die gewonnenen Zahlen für praktische Zwecke vielfach genügten und zu werthvollen Aufschlüssen führten.

Eintheilung. 2) Nach SEEMANN **) lassen sich die einzelnen Untersuchungsarten eintheilen in:

I. *Physikalische Methoden* mit:

a) dem calorimetrischen Verfahren,

b) dem Wägungsverfahren,

c) dem Ueberhitzungsverfahren,

*) J. W. M. RANKINE. Useful rules and tables. London 1867. S. 290.

**) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1885. S. 340.

II. *Chemische Methoden* mit:
d) dem gewöhnlichen Verfahren,
e) dem Verfahren von ESCHER,
f) dem Verfahren von BRAUER, wozu sich noch gesellen:
III. *Mechanische Methoden*, zu welchen gehört:
g) das Verfahren von MOELLER.

3) **I. Die physikalischen Methoden** stehen sämmtlich auf dem Boden der mechanischen Wärmetheorie. Die älteste derselben, die bereits vor 30 Jahren von HIRN begründete calorimetrische Methode, findet vor den anderen physikalischen Verfahren, ihrer praktischen Einfachheit wegen, heute noch die meiste Anwendung. Physikalische Methoden.

4) a. **Die calorimetrische Methode** *) beruht auf der Anschauung, dass die vom Dampfe übergerissenen Wassertheilchen in Form von feinen Tropfen oder Bläschen in jenem schwebend sich verbreiten, so dass beide eine Mischung von gleichartiger Zusammensetzung bilden. Es wird daher an einer passenden Stelle des Hauptdampfrohres ein verschliessbares Zweigrohr angebracht, welches in eine Spirale mit brausenförmiger Mündung endigt. Aus dieser tritt der zur Prüfung dem Hauptrohr entnommene Dampf in ein Gefäss mit kaltem Wasser, um sich daselbst niederzuschlagen. Wird nun die Gewichtszunahme und die Temperaturerhöhung des Wassers im Gefäss gemessen, so lässt sich die Wärmemenge berechnen, welche eine bestimmte Menge feuchten Dampfes abgegeben hat, und daraus ermittelt sich der Feuchtigkeitsgehalt desselben. Verfahren.

5) *Zur Berechnung des Feuchtigkeitsgehaltes* bezeichnen: Rechnung.
$M + m$ das Gewicht des Probedampfes, bestehend aus M *kg* trockenen gesättigten Dampfes und m *kg* Wasser,
t die Dampftemperatur,
N das Gewicht des Wassers im Gefäss vor dem Versuch,
t_1 bezw. t_2 die Temperatur desselben vor und nach dem Einströmen des Dampfes,
λ, q u. r die im § 10 entsprechend bezeichneten Wärmemengen.

Soll nun der Wärmeinhalt der sich mischenden Körper vor und nach der Mischung derselbe bleiben, so muss:

$$M\lambda + mq + Nq_1 = (M + m + N)\,q_2 \qquad \text{sein,}$$

daraus folgt mit Rücksicht auf Gl. 31 nach leichter Umformung:

$$m = \frac{(M + m)(\lambda - q_2) - N(q_2 - q_1)}{r}$$

Da man es hierbei immer mit niedrigeren Temperaturen zu thun hat, so setzt HIRN $q_1 = t_1$ u. $q_2 = t_2$ und schreibt:

$$m = \frac{(M + m)(606{,}5 + 0{,}305\,t - t_2) - N(t_2 - t_1)}{606{,}5 + 0{,}305\,t - q} \quad . \; . \; . \; . \; (50)$$

*) Bulletin de la société industrielle de Mulhouse. 1869. S. 543.

Hieraus folgt die specifische Wassermenge oder der Wassergehalt auf 1 kg feuchten Dampfes bezogen:

$$y = \frac{m}{M + m}$$

Werth der calorimetrischen Methode.

6) *Die Fehlerquellen der calorimetrischen Methode* bestehen zunächst darin, dass Gl. 50 nur bis zum Grenzwerth $m = 0$ gilt, welcher auf reinen gesättigten Dampf hinweist. Um daher sicher zu sein, dass man es nicht mit überhitztem Dampfe zu thun hat, muss man nicht nur die Temperatur, sondern auch die Spannung des Dampfes in der Leitung messen. Ferner darf die Wassermenge im Gefäss nicht zu gering sein, HIRN und HALLAUER nehmen 30—50 l. und es müssen die Wägungen und Temperatur-Ablesungen bis auf mindestens 0,1° mit peinlicher Genauigkeit gemacht werden. Weiter hat man Wärmeverluste durch Leitung und Strahlung, durch Aufnahme der Wärme seitens der Rohr- und Gefässwände, muss also hierfür Correctionen anbringen. Schliesslich haftet dieser, wie allen auf Probenahme beruhenden Versuchsweisen, der Nachtheil an, dass immer nur eine kleine Dampfmenge untersucht werden kann, von der man nicht sicher ist, ob ihre Zusammensetzung dem Mischungsverhältnisse des Kesseldampfes entspricht. HIRN und HALLAUER fanden bei ihren Versuchen den Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes zwischen 2 bis 5 % schwankend und zwar bei jedem ziemlich wechselnd. STAHLSCHMIDT*) errechnete nach seinen Versuchen unter den nämlichen Betriebsverhältnissen Feuchtigkeitsgehalte von 0 bis 3 %, so dass er diese Methode für die Untersuchung der Dampfkessel in Düsseldorf 1880, wozu er sie benutzen wollte, nicht in Anwendung brachte. LORING und EMERY**) erhielten bei ihren später noch zu erwähnenden Versuchen auf dem Dampfer „Gallatin" bei einer Dampfspannung von 4,22 bis 4,93 kg/qcm Ueberdruck einen Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes, welcher zwischen 0,05 bis 4,80 % schwankte. LINDE***), welcher den Probedampf mit Hülfe eines kleinen Oberflächen-Condensators *beständig* condensirte, stellte aus diesen Versuchen fast trockenen Dampf fest, während sich aus dem Condensationsprocesse der Dampfmaschine 7 bis 8 % Feuchtigkeit des Dampfes nachweisen liessen. Thatsächlich kann also der Dampf feuchter sein, als durch die calorimetrische Methode zu ermitteln ist.

Verfahren.

7) b. **Die Wägungs-Methode** besitzt einen streng physikalischen Charakter. Sie ist zuerst von GUZZI****) und von KNIGHT†) ausgeführt worden.

*) Untersuchungen von Dampfmaschinen etc. der Gewerbe-Ausstellung in Düsseldorf 1880. Aachen 1881. S. 13.

**) Engineering. 1876. I. S. 125.

***) Bericht über die 5. Versammluug des Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereine. München 1877. S. 43.

****) Revue industrielle 1878. S. 102.

†) Journal of the Franklin Institute 1877. S. 358.

Beide benutzen einen kupfernen Ballon als Messgefäss, welcher in einen mit der Dampfrohrleitung in Verbindung stehenden Behälter eingesetzt und nach der Füllung zum Zwecke der Abwägung heraus genommen wird. GUZZI schaltet diesen Behälter in ein von der Hauptleitung ausgehendes Zweigrohr ein und bläst ihn vor dem Füllen mit Dampf durch. KNIGHT bringt seinen Apparat in der Hauptleitung an, und kann den Ballon öffnen und füllen, sowie entwässern, während er in der Dampfrohrleitung liegt. Ein anderes neues Verfahren dieser Art rührt von CARIO her, ist aber noch weniger empfehlenswerth als die älteren von GUZZI und KNIGHT.

8) *Zur Berechnung des Feuchtigkeitsgehaltes* bezeichne zu den früheren unter 5) angegebenen Grössen noch: Rechnung.

V das Volumen der Mischung von $M + m$ kg in cbm,

γ das specifische Gewicht des trockenen, gesättigten Dampfes,

γ_w " " " des Wassers,

so entsteht: $$\frac{M}{\gamma} + \frac{m}{\gamma_w} = V$$

$$m = \frac{(M + m) - V\gamma}{1 - \dfrac{\gamma}{\gamma_w}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (51)$$

Gewöhnlich vernachlässigt man das Volumen des beigemengten Wassers und erhält dann analog:

$$M = V\gamma$$

$$m = (M + m) - V\gamma \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (51^a)$$

Die Wassermenge m ergiebt sich also als Differenz des durch Wägung ermittelten Mischungsgewichtes $(M + m)$ und des Gewichtes, welches ein gleiches Volumen trockenen Dampfes besitzt. Zu messen ist also ausser ersterem noch das Volumen des Versuchskörpers sowie die Spannung oder Temperatur des Dampfes. Die specifische Wassermenge wird wie früher:

$$y = \frac{m}{M + m} = 1 - \frac{V\gamma}{M + m}$$

Inwieweit die Wägungsmethode und die auf derselben beruhenden Apparate den praktischen Anforderungen entsprechen, lässt sich mangels vorliegender Versuchsergebnisse nicht entscheiden.

9) c. **Die Ueberhitzungsmethode** beruht auf folgendem Gedanken: Eine bestimmte Gewichtsmenge feuchten Dampfes ist in einem Cylinder eingeschlossen, worin sich ein dichtschliessender Kolben verschieben lässt. Durch entsprechende Regelung der Wärmezufuhr kann man es dahin bringen, dass, während der Kolben nach aussen bewegt wird, das Wasser im Innern bei constanter Temperatur verdampft. So lange die Mischung noch Wasser enthält, wird der Dampf gesättigt und also auch die Pressung constant bleiben; treibt man jedoch die Erwärmung und Volumenvergrösserung noch weiter, so Verfahren.

muss der trockene Dampf *überhitzt* werden, das Zeichen davon ist, dass nun die Pressung abnimmt. Hiernach ist der von BROCQ *) angegebene Apparat eingerichtet. Derselbe besteht aus einem Bronzecylinder, welcher von einem den Heizraum bildenden Gehäuse umschlossen ist. Dieses Gehäuse wird in die Dampfleitung eingeschaltet. An dem Bronzecylinder sitzen 2 Absperrschieber, welche sich von aussen gleichzeitig öffnen und schliessen lassen. Mittels der beiden Schieber führt man den Dampfstrom so lange durch den Bronzecylinder, bis der letztere gehörig angewärmt ist. Jetzt werden beide Schieber geschlossen und ein in dem Bronzecylinder eingedichteter Kolben langsam aus demselben herausbewegt, bis ein äusserst empfindliches, an dem Cylinder angebrachtes Plattenfedermanometer, welches mit einem electrischen Läutewerk in Verbindung steht, die Druckabnahme anmeldet.

Rechnung. 10) *Die Berechnung des Feuchtigkeitsgehaltes* erfolgt, nachdem das vom Kolben beschriebene Volumen festgestellt wurde, wenn zu den bereits verwendeten Bezeichnungen unter 5) und 8) noch x, w und u mit der § 11, 2 angegebenen Bedeutung treten, auf folgende Weise:

Sind $(M + m)$ kg feuchten Dampfes in den Apparat eingeströmt, deren specifische Dampfmenge x ist, so ergiebt sich das Volumen V_1 der Mischung in dem Augenblicke, wo die Ueberhitzung beginnt, weil das specifische Volumen des nunmehr trockenen gesättigten Dampfes $w + u$ ist:

$$V_1 = (M + m)(w + u)$$

während das Anfangsvolumen nach Gl. 33 war:

$$V = (M + m)(w + x\,u)$$

Subtrahirt man die letzte Gleichung von der ersten, so findet sich die specifische Wassermenge:

$$y = 1 - x = \frac{V_1 - V}{(M + m)\,u} = \frac{V_1}{(M + m)\,u}\left(1 - \frac{V}{V_1}\right) = \frac{1 - \varepsilon}{\gamma\,u} \qquad (52)$$

wobei $\varepsilon = \frac{V}{V_1}$ der Füllungsgrad und $\gamma = \frac{M + m}{V_1}$ das specifische Gewicht des gesättigten Dampfes von der beobachteten Anfangsspannung ist, dessen u aus der Dampftabelle Seite 28 bis 31 folgt. Da $\frac{1}{\gamma} = w + u$ und mit Vernachlässigung von $w = 0{,}001$ gesetzt werden kann $\frac{1}{\gamma} = u$, so folgt angenähert:

$$y = 1 - \varepsilon = \frac{V_1 - V}{V_1} \qquad \dots\dots\dots\dots \qquad (52^a)$$

d. h. der anfängliche Feuchtigkeitsgrad ist der Volumenzunahme bis zum Sättigungspunkte direct proportional.

*) Revue industrielle. 1881. S. 334.

11) *Die Fehlerquellen* dieser Methode bestehen darin, dass es schwierig ist, Dampf von der richtigen Zusammensetzung in den Cylinder zu bekommen, und dass der Versuch längere Zeit dauern muss. Ferner muss der Kolben sehr langsam bewegt werden, weil der Dampf ein schlechter Wärmeleiter ist, inzwischen kann sich die Temperatur im Cylinder, sowie in seinem Gehäuse ändern und es besteht keine isothermische Zustandsänderung mehr. Werth der Ueberhitzungsmethode.

12) **II. Die chemischen Methoden** haben vor den physikalischen den Vorzug, dass sie mit sehr einfachen Mitteln ausführbar sind. Sie beruhen auf der Annahme, dass reiner Dampf frei von allen im Kesselwasser enthaltenen Beimengungen ist, dass dagegen etwa mitgerissenes Wasser dieselben Stoffe enthalten muss, als das Kesselwasser an seiner Oberfläche. Chemische Methoden.

13) d. **Die gewöhnliche chemische Methode**, welche auch auf der Ausstellung in Düsseldorf 1880*) benutzt wurde, wird in der Weise vorgenommen, dass man in dem Kesselwasser, je nach der Grösse des Kessels, 20—25 kg Glaubersalz auflöst. Während des Betriebes wird nun durch die Wasserstands-Apparate wiederholt eine gewisse Menge Kesselwasser (in Düsseldorf 0,5 kg) und gleichzeitig vom Hauptdampfrohr ein Quantum Dampf abgezapft. Die Entnahme des Dampfes geschieht am besten durch ein Röhrchen, welches quer durch das Hauptdampfrohr gesteckt ist und auf seiner ganzen Länge viele kleine dem Dampfstrom gerade entgegengesetzte Löcher besitzt. Der aus diesem Röhrchen tretende Dampf wird in einer kupfernen Kühlschlange condensirt und von dem gebildeten Condensationswasser dieselbe Menge wie vom Kesselwasser zurückbehalten. Dieser Vorgang wurde in Düsseldorf während eines Versuches zehnmal wiederholt, worauf die zehn Kesselwasserproben und die zehn Dampfwasserproben je für sich zusammengegossen wurden. Der in beiden Wassersorten enthaltene, vom schwefelsauren Natron (Glaubersalz) herrührende Schwefelsäuregehalt bietet das Mittel, um den Wassergehalt des Dampfes zu bestimmen. Zu diesem Zwecke setzte man beiden Wassersorten gleiche Mengen Chlorbarium zu, und wog den hierdurch entstehenden Niederschlag an schwefelsaurem Baryt. Verfahren.

14) *Die Berechnung des Feuchtigkeitsgehaltes* ist sehr einfach. Ergiebt die Analyse auf 1 kg Kesselwasser k kg gelöste Salze (oder wie oben, schwefelsauren Baryt), so hat man für den Salzgehalt d des Condensationswassers (bezw. seinen Gehalt an schwefelsaurem Baryt) Rechnung.

$$d = y\,k,$$

wenn y den Feuchtigkeitsgehalt des condensirten Dampfes bedeutet.

*) Die Untersuchungen von Dampfmaschinen etc. der Gewerbe-Ausstellung in Düsseldorf 1880. Aachen 1881. S. 13.

Es wird daher:

$$y = \frac{d}{k} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (53)$$

Bemerkt sei, dass bei den Versuchen in Düsseldorf*) der Feuchtigkeitsgehalt im Dampf von 5 Atm. Ueberdruck, als der Dampf aus den Kesseln direct in's Freie entwich, zwischen 0,21 bis 9,00 %, als er aber zur Maschine ging, zwischen 0,56 bis 1,1 % schwankte; und dass ihn der Marine-Ingenieur EICKENRODT im Jahre 1882 bei Versuchen auf unserem Kreuzer „Albatross" für Dampf von 2 Atm. Ueberdruck während der einwandfreiesten Untersuchungen zu 1,65 % feststellte.

Werth der gewöhnlichen chemischen Methode.

15) *Die Fehlerquellen dieser Methode* liegen darin, dass es zunächst sehr schwierig ist, eine Dampfprobe von derselben Zusammensetzung wie der Hauptstrom zu entnehmen, ein Fehler, den alle Methoden besitzen, welche zur Probe eine *kleine* Dampfmenge abzapfen (siehe unter 6). Ferner muss man, um nicht ein Gemisch von Dampf und Wasser, sondern um reines Wasser von der richtigen Concentration der Lösung zu erhalten, das dem Kessel entnommene Wasser in ein dampfdichtes Gefäss treten lassen, welches an einen Wasserstandshahn oder einen besonderen Hahn angeschraubt ist; dieser Hahn wird nach dem Füllen des Gefässes geschlossen und letzteres erst wieder losgeschraubt, wenn es abgekühlt ist. Noch besser ist es, wenn das Probegefäss so mit dem Kessel verbunden wird, dass es vom Kesselwasser einige Zeit durchströmt werden kann, ehe es abgeschraubt wird. Unter Umständen lässt sich vielleicht das Wasserstandsglas selbst als Probegefäss benutzen.

Verfahren.

16) e. **Die Methode von ESCHER****) geht von der Voraussetzung aus, dass beim Beginne einer Betriebsperiode Kessel- und Speisewasser in gleichem Procentsatze die in jedem Naturwasser vorkommenden Stoffe gelöst enthalten, so dass nach und nach mit dem Zuspeisen solchen Wassers und dem Entweichen reinen Dampfes die Concentration der Lösung im Kesselwasser steigt. Das Gesetz, wonach diese eintritt, kann dann über das vom Dampfe mitgerissene Wasser Aufschluss geben. Dieses Verfahren hat den Vortheil, dass es die wiederholte Entnahme kleiner Dampfproben vermeidet.

Rechnung.

17) *Die Berechnung des Feuchtigkeitsgehaltes* lässt sich aus dem Nachstehenden ersehen: Ist s der Gehalt des Speisewassers, k derjenige des Kesselwassers an gelösten Salzen in kg auf 1 kg dieses Wassers, so kann zwar s als constant angenommen werden, dagegen ändert sich k mit der Zeit; es sei mithin verstanden als Salzgehalt nach Verlauf der Zeit t, gerechnet vom Beginne des Be-

*) Die Untersuchungen von Dampfmaschinen etc. der Gewerbe-Ausstellung in Düsseldorf 1880. Aachen 1881. S. 20, 25. u. 26.

**) Civilingenieur 1879. S. 51.

triebes mit dem neu gefüllten Kessel. Ferner sei D die Speisewassermenge in 1 Stunde, K der Wasserinhalt des Kessels in kg. Es werde nun Beharrungszustand des Betriebes, d. h. ununterbrochene Speisung einerseits und Dampfentnahme andererseits, vorausgesetzt; letztere ist, auf die Zeiteinheit bezogen, alsdann gleich der Speisewasserzufuhr. Die Salzmenge, welche in der Zeit dt dem Kessel mit dem Speisewasser zugeht, ist demnach:

$$m_1 = D\,dt\,s$$

in derselben Zeit wird vom abgehenden Dampfe, dessen specifischer Wassergehalt gleich y sei, mit fortgenommen die Salzmenge:

$$m_2 = D\,y\,dt\,k$$

daraus folgt die Zunahme des Salzgehaltes im Kessel während der Zeit dt:

$$m_1 - m_2 = D\,(s\,dt - y\,k\,dt) = K\,d\,k,$$

wenn $d\,k$ diese Zunahme für 1 kg Kesselinhalt bezeichnet. Setzt man das Verhältniss

$$\frac{K}{D} = a$$

so erhält man die Differentialgleichung:

$$d\,k + \frac{y}{a}\,k\,dt - \frac{s}{a}\,dt = 0$$

deren allgemeines Integral die Form hat:

$$k = \frac{s}{y} + \frac{C}{e^{\frac{y}{a}t}}$$

Zur Bestimmung der Constanten C führt die Bemerkung, dass für:

$$t = 0\ ,\ k = s = \frac{s}{y} + C$$

sein muss, wonach: $C = -\frac{s}{y}(1 - y)$

und das vollständige Integral:

$$k = \frac{s}{y}\left(1 - \frac{1 - y}{e^{\frac{y}{a}t}}\right) \qquad (54)$$

Diese Gleichung lehrt, dass sich der Concentrationscoefficient k asymptotisch der Grenze

$$k_{max} = \frac{s}{y}$$

nähert, welche mit $t = \infty$ erreicht wird. Die Berechnung von y aus der Gleichung für k kann nur durch allmähliche Näherung geschehen. t Stunden ist die Dauer der Arbeitsperiode, nach deren Verlauf man den specifischen Salzgehalt k des Kesselwassers ermittelt hat; s ist zuvor schon bekannt. Einen ersten Näherungswerth erhält man in:

$$y = \frac{s}{k}$$

Setzt man diesen in das erste Glied der Klammer ein, so kommt ein zweiter Näherungswerth u. s. f.

Werth der Escher'schen Methode.

18) *Die Fehlerquellen dieser Methode* liegen in der praktisch nicht durchführbaren, in der Rechnung aber vorausgesetzten stetigen Speisung und Dampfentnahme. Ferner lässt man das Ausscheiden krystallinischer Salztheilchen aus der Lösung vollkommen ausser Acht, welche doch mit Zunahme der Concentration sicher zu erwarten sind.

Verfahren.

19) f. **Nach der Methode von BRAUER** *) wird im Kesselwasser, wie bei der gewöhnlichen Methode, irgend ein Salz gelöst, am einfachsten Kochsalz. Bei Schiffskesseln genügt das Füllen mit Seewasser. Speist man nun vollkommen reines Wasser in den Kessel, so muss sich sein Salzgehalt nach und nach verringern; wenn der Dampf Wasser d. h. Salzlösung mitreisst. Diese Verminderung des absoluten Salzgehaltes bei bekannter Dampferzeugung steht im bestimmten Zusammenhange mit der Procentzahl, welche die Dampffeuchtigkeit angiebt. Wenn man also zu Anfang eines Versuches den Salzgehalt einer abgezapften Probe des Kesselwassers bestimmt, und von Zeit zu Zeit diese Probe wiederholt, gleichzeitig aber das bis dahin zugespeiste Wasser misst und dafür sorgt, dass der Wasserstand bei der Probenahme immer derselbe ist, so lässt sich berechnen, wieviel Feuchtigkeit der Dampf zwischen je 2 Proben im Durchschnitt enthalten hat.

Rechnung.

20) *Zur Berechnung des Feuchtigkeitsgehaltes* bezeichnen:

s das veränderliche Gewicht des in 1 kg der Lösung enthaltenen Salzes,

s_1 seinen Anfangswerth, s_2 seinen Endwerth,

G das Gesammtgewicht der Salzlösung im Kessel, welches, wenn die Lösung schwach ist, bei constantem Volumen als constant angesehen werden kann,

dann ist: $S = G s$

das Gewicht der gesammten in der Lösung enthaltenen Salzmasse. Hiernach ist auch: $d S = G d s$

Bezeichnet man nun mit y das Gewicht des in 1 kg Dampf- und Wassergemisches enthaltenen Wassers, so entspricht diesem y ein Salzgehalt von $s y$ kg. Ist ferner: W das seit einer Probenahme verdampfte Wasser, also $d W$ das einem unendlich kleinen Zeittheil entsprechende Dampfquantum, so entzieht letzteres dem Kessel als mitgerissene Feuchtigkeit $y d W$ kg der Lösung, also $s y d W$ kg Salz. Diese Salzmenge stellt offenbar die der Ver-

*) Wochenschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1883. S. 158.

dampfung dW entsprechende Verminderung des gesammten Salzgehaltes d. h. dS dar. Mithin ist auch:

$$dS = s\,y\,dW$$

Aus dieser und der oberen Gleichung folgt:

$$G\,ds = s\,y\,dW$$

$$\frac{ds}{s} = \frac{y}{G}\,dW$$

$$\int_{s_2}^{s_1} \frac{ds}{s} = \frac{y}{G} \int dW$$

$$ln\frac{s_1}{s_2} = \frac{y}{G}\,W$$

$$y = \frac{G}{W}\,ln\frac{s_1}{s_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (55)$$

21) *Die Fehlerquellen der Brauer'schen Methode* sind im allgemeinen dieselben wie bei der von ESCHER, die BRAUER'sche ist aber insofern besser, als eine Abnahme der Concentration der Lösung und somit eine verringerte Veranlassung zur Kesselsteinbildung eintritt. Der grösste Vortheil des letzteren Verfahrens liegt aber darin, dass man es in der Hand hat, ein leicht lösliches Salz in grösseren Mengen ein für allemal dem Kessel einzuverleiben. Nur dürfen die auszufällenden Bestandtheile des Zusatzes im Speisewasser nicht vorkommen, dieses darf also, wenn Kochsalz zugesetzt wird, wie es bei Anwendung dieser Methode geschah, nicht mit Chlorbaryum gereinigt werden. Werth der Brauer'schen Methode.

22) *Die Vorzüge der beiden letzteren Methoden* gegenüber allen anderen bestehen darin, dass die Beobachtungen sich auf die Zustände im Kessel beschränken, der Zustand des Dampfes in der Leitung aber gar nicht in Betracht kommt. Wie sich dort Dampf, condensirtes und mitgerissenes Wasser zu einander verhalten, ist also ganz gleichgiltig. Es ist dies um so wichtiger, als sich einerseits die molekulare Beschaffenheit des Dampfes der directen Beobachtung entzieht und als es andererseits noch eine offene Frage ist, ob der Dampf das Wasser stetig oder stossweise mitreisst. — Die erste Anwendung der BRAUER'schen Methode durch BUNTE*) gelegentlich der 1883 in Berlin veranstalteten Locomobilen-Concurrenz, wobei dem Kesselwasser 1 % Kochsalz beigemischt war, ergab keine positiven Resultate, insofern als nur verschwindend kleine Abnahmen der Concentration nachgewiesen werden konnten, wonach auf nahezu trockenen Dampf geschlossen werden musste, der doch sonst den Locomobilkesseln nicht eigenthümlich ist. Bei späteren Versuchen hat BUNTE das Verfahren indessen für Vorzüge der letzteren Methoden.

*) Civilingenieur 1884. S. 207.

Kessel mit *einem* Wasserraum, bei denen eine gleichmässige Concentration angenommen werden kann, wie mir der Erfinder schreibt, für brauchbar befunden.

Mechanische Methoden.

23) **III. Die mechanischen Methoden** bezwecken die Trennung des Dampfes vom mitgerissenen Wasser auf mechanischem Wege, durch Einschaltung von Wasserabscheidern. Wie es nach den neuesten Erfahrungen den Anschein hat, dürfte es mittels dieser Methode, gute Apparate vorausgesetzt, noch am ehesten möglich sein, den Feuchtigkeitsgehalt des Wasserdampfes genau zu bestimmen.

Moeller's Dampffilter.

24) g. **Das Verfahren von MOELLER** *) verfolgt den Zweck, die vom Dampfe mitgerissenen Flüssigkeitstheilchen sowie etwa andere feste Körperchen durch Filterung in einem besonderen Dampffilter aus dem Dampfe auszuscheiden. Das Dampffilter besteht aus einem mit Wärmeschutzmasse umgebenen Gehäuse (Cylinder), in welches der Dampf unten durch einen seitlichen Stutzen eintritt. In dem Gehäuse hängen, je nach der Menge des in der Zeiteinheit zu filtrirenden Dampfes, eine grössere oder geringere Anzahl unten geschlossener, oben offener und am Umfange mit Filterstoffen bekleideter Rohre, welche aus einem korbartigen Eisen- oder Rothgussgestell bestehen. Durch diese oben in einer Rohrwand eingedichteten Filterrohre tritt das Gemisch von Dampf und Wasser. Das Wasser scheidet sich an der Filtermasse der Rohrumfänge aus, bleibt im Gehäuse zurück und kann durch einen im Boden des letzteren angebrachten Entwässerungshahn mit Rohrleitung nach einer beliebigen Stelle hin ausgeblasen werden. Der die Rohre durchdringende trockene Dampf gelangt oberhalb der Rohrwand in einen Sammelkasten und aus diesem durch die Rohrleitung weiter zur Maschine.

Werth des Moeller'schen Dampffilters.

25) Das MOELLER'sche Dampffilter hat sich bei Versuchen, welche CLARK **) in London anstellte, um die Wärmeabgabe unbekleideter und mit verschiedenen Wärmeschutzmitteln umhüllter Rohrelemente festzustellen, sehr gut bewährt, indem es den Dampf vorher trocknete, ehe er in die Prüfungsrohre gelangte. Weiter hat es FERD. FISCHER ***) bei Verdampfungsversuchen in Hainholz vor Hannover benutzt, bei welchen aber der Dampf überhaupt kein Wasser mit sich führte. Auch auf der Kaiserlichen Werft in Wilhelmshaven ist das MOELLER'sche Dampffilter bei Verdampfungsversuchen, zwecks Feststellung des Heizwerthes verschiedener Kohlensorten gebraucht worden, und hat es hier selbst bei absichtlich hervorgerufenem Ueberkochen noch sehr befriedigend gearbeitet. Leider hat der Erfinder die Aufstellung seiner Dampffilter in den

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1888. S. 398.

**) The Engineer. 1884. I. S. 66.

***) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1886. S. 46.

Maschinenräumen der Schiffsmaschinen für nicht ausführbar erklärt, weil das Filter bei der grossen in der Zeiteinheit verbrauchten Dampfmenge nicht nur zu gewaltige Abmessungen, sondern auch ein beträchtliches Gewicht besitzen würde. Auch als Fettabsonderer hat sich das Filter für Schiffsmaschinen nicht bewährt, denn obgleich es von 450 kg Dampf 30 kg fetthaltiges Wasser abschied, so lässt es sich für diesen Zweck doch nicht verwenden, weil sich eine Trennung des Fettes vom Wasser als sehr schwierig erwies, weswegen das ganze abgeschiedene, fetthaltige Wasser ausgeblasen werden müsste und nach den obigen Zahlen fast 7 $^0/_0$ des condensirten Wassers für die Speisung verloren gehen würden.

26) Nach allem Vorstehenden dürfte bei den heutigen hohen Dampfspannungen der neueren Schiffsmaschinen, wenn es sich um eine praktische Untersuchung einer solchen während einer längeren Betriebszeit handelt, das BRAUER'sche Verfahren zur Feststellung des Feuchtigkeitsgehaltes des Dampfes am empfehlenswerthesten sein. Man müsste dann vor dem Versuch sämmtliche Kessel auf der Rhede bei Hochfluth auflaufen lassen, um in allen gleichmässig denselben Salzgehalt des Kesselwassers zu erzielen und dann nur mit reinem Wasser, d. h. Condensationswasser und destillirtem Zusatzwasser, speisen. Für die Bestimmung des Werthes s_2 (Gl. 55) müsste das arithmetische Mittel aus den jeweiligen Salzgehalten des Wassers in den einzelnen Kesseln genommen werden. Mit Hülfe des an Bord vorhandenen Salinometers ist dies eine leicht ausführbare Bestimmung. Für Schiffskessel empfehlenswertheste Methode.

27) *Das Trocknen des feuchten Dampfes* geschieht, wie hier noch kurz erwähnt werden mag, entweder auf mechanischem Wege durch Wasserabscheider, wie sie weiter hinten bei den Ueberhitzern besprochen sind; oder mittels Drosselung des Dampfes in der Rohrleitung vor der Maschine, auf welches Verfahren bei den Wasserrohrkesseln näher eingegangen ist; oder endlich infolge Durchführung des Dampfes durch Ueberhitzer auf dem Wege vom Kessel zur Maschine. Trocknen des feuchten Dampfes.

§ 13.

Ueberhitzter Wasserdampf.

1) **I. Zustandsgleichungen.** *Die Zustandsgleichung des überhitzten Wasserdampfes* (siehe § 6, 19), d. h. die Beziehung zwischen seiner absoluten Spannung p in kg/qcm, seinem specifischen Volumen v Zustandsgleichung.

in cbm und seiner absoluten Temperatur T ergiebt sich nach ZEUNER *) zu:

$$pv + Cp^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} = R\,T \text{ mk.} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (56)$$

Hierin ist zu setzen:

$$R = 0{,}0050933$$
$$C = 0{,}1925$$
$$\varkappa = 1{,}333 = \frac{4}{3}$$
$$\frac{\varkappa - 1}{\varkappa} = \frac{1}{4}$$

Die Gl. 56 lässt sich auch schreiben:

$$pv = R\,T - Cp^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}$$

oder: $$pv = R\left(T - \frac{C}{R}p^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right) = R\left(T - \frac{C}{R}p^{\frac{1}{4}}\right)$$

und nach Einsetzung der obigen Constanten:

$$pv = 0{,}0050933\left(T - 37{,}79475\sqrt[4]{p}\right) \text{ mk.} \quad \ldots\ldots (56^a)$$

Dampfwärme J.

2) *Die Dampfwärme* J von 1 kg überhitzten Wasserdampfes berechnet sich nach der Formel:

$$J = J_0 + \frac{A}{\varkappa - 1}pv \text{ W. E.} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (57)$$

worin die Constante J_0 zu setzen ist für:

$$p \geqq 0{,}5 \; kg/qcm,\; t > 80^0,\; J_0 = 476$$
$$p < 0{,}5 \;\text{,,}\;\;\text{,,}\;,\; t \leqq 80^0,\; J_0 = 478$$
$$p < 0{,}1 \;\text{,,}\;\;\text{,,}\;,\; t \leqq 45^0,\; J_0 = 480$$

Gesammtwärme λ.

3) *Die Gesammtwärme* λ, welche zur Erzeugung von 1 kg überhitzten Wasserdampfes von der Spannung p kg/qcm und der Temperatur T aus Wasser von 0^0 erforderlich ist, berechnet sich aus:

$$\lambda = J_0 + c_p\left(T - \frac{C}{R}p^{\frac{1}{4}}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (58)$$

Ausser den vorstehend angegebenen Constanten ist hierin c_p die specifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes bei constantem Druck = 0,4805

$$\lambda = J_0 + 0{,}4805\left(T - 37{,}79475\sqrt[4]{p}\right) \text{ W. E.} \quad \ldots\ldots (58^a)$$

Adiabatische Curve des überhitzten Dampfes.

4) **II. Zustandsänderungen.** *Zustandsänderung ohne Wärmezuführung oder Entziehung. (Adiabatische Curve.)* Die äussere Arbeit, welche 1 kg überhitzten Dampfes verrichtet, wenn ihm keine Wärme zugeführt

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1866. S. 1.

oder entzogen wird, wobei es aus seinem Anfangszustande p u. v in den Endzustand p_1 u. v_1 übergeht, folgt nach Gl. 20, Seite 15 mit:

$$L = \frac{pv}{\varkappa - 1}\left[1 - \left(\frac{v}{v_1}\right)^{\varkappa - 1}\right] \text{ mk.} \quad \ldots\ldots\ldots (59)$$

oder weil für überhitzten Dampf $\varkappa = 1,333$ ist:

$$L = \frac{pv}{0,333}\left[1 - \left(\frac{v}{v_1}\right)^{0,333}\right] \text{ mk.}$$

wird für $\frac{v}{v_1}$ der Füllungsgrad mit ε bezeichnet, so folgt:

$$L = 3\,pv\left[1 - \sqrt[3]{\varepsilon}\right] \text{ mk.} \quad \ldots\ldots\ldots (59^a)$$

5) Die vorstehende Gleichung hat nur so lange Giltigkeit, als der überhitzte Dampf während der Expansion im überhitzten Zustande verbleibt. Bei starker Expansion wird der überhitzte Dampf in den gesättigten Zustand übergeführt und expandirt dann nicht mehr nach der Formel: Expansion des Dampfes im überhitzten und im gesättigten Zustande.

$$pv^{1,333} = p_1\, v_1^{1,333}$$

sondern von dem Augenblick ab, von welchem er in den gesättigten Zustand eintritt, weil er kein Wasser enthält, also $x = 1$ ist, nach der Formel (siehe Gleichung 42ª, Seite 38), wenn p in kg/qcm genommen wird

$$pv^{1,065} = 1,76133$$

Aus dem höheren Exponenten $\varkappa = 1,333$ des überhitzten Dampfes gegenüber dem Exponenten $n = 1,135$ des gesättigten Dampfes (siehe § 11, 21) folgt übrigens, dass die Adiabate des überhitzten Wasserdampfes sich der Abscissenaxe schneller nähert als die des gesättigten Dampfes, sich also mehr an die Tafel 1, Fig. 4 gezeichnete Adiabate der vollkommenen Gase anschliesst.

6) *Der Füllungsgrad* ε, bei welchem der überhitzte Dampf am Ende der Expansion in den gesättigten Zustand übergeht, lässt sich nach dem Vorstehenden leicht berechnen. Im Grenzzustande p_0, v_0 muss sein: Uebergang des expandirenden Dampfes aus dem überhitzten in den gesättigten Zustand.

$$p\,v^{1,333} = p_0\, v_0^{1,333}$$

und

$$p_0\, v_0^{1,065} = 1,76133$$

woraus durch Verbindung folgt:

$$\varepsilon = \frac{v}{v_0} = \left(\frac{1,76133}{p\,v^{1,065}}\right)^{\frac{1}{1,333 - 1,065}}$$

$$\varepsilon = \frac{v}{v_0} = \left(\frac{1,76133}{p\,v^{1,065}}\right)^{3,7313} \quad \ldots\ldots\ldots (60)$$

Bleibt die Füllung grösser als der durch Gl. 60 bestimmte Grenzwerth, so berechnet sich die Expansionsarbeit des überhitzten Wasserdampfes nach Gl. 59[a], wird die Füllung aber kleiner, so ist die Expansionsarbeit bis zum Grenzvolumen v_0 auch nach Gl. 59[a] und von da ab nach Gl. 46[a], Seite 43 festzustellen.

Temperaturzunahme des Dampfes, um bei der Expansion überhitzt zu bleiben.

7) *Die Temperaturzunahme t*, welche gesättigter Wasserdampf von der Spannung p in alten Atm. erfahren muss, um so stark überhitzt zu sein, dass er beim Füllungsgrade ε erst am Ende einer nach der Adiabate erfolgenden Expansion aus dem überhitzten in den gesättigten Zustand zurückkehrt, berechnet sich nach GRASHOF*) aus der Formel:

$$t = 335{,}24\, p^{0{,}0607} \left[\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{0{,}2524} - 1\right] \quad \ldots\ldots\ldots (61)$$

wonach die folgende Tabelle aufgestellt ist.

Tabelle der erforderlichen Ueberhitzungsgrade t bei gegebenem p und ε.

Füllungsgrad ε	Bei einer absoluten Spannung in alten Atm. von						
	$p = 1$ ist t	$p = 2$ ist t	$p = 3$ ist t	$p = 4$ ist t	$p = 6$ ist t	$p = 8$ ist t	$p = 10$ ist t
1	2	3	4	5	6	7	8
0,10	264,2	275,6	282,4	287,4	294,6	299,7	303,8
0,15	205,9	214,7	220,1	224,0	229,6	233,6	236,8
0,20	168,0	175,2	179,6	182,7	187,3	190,6	193,2
0,25	140,4	146,5	150,1	152,8	156,6	159,3	161,5
0,30	119,0	124,2	127,3	129,5	132,7	135,1	136,9
0,40	87,2	91,0	93,2	94,9	97,2	99,0	100,3
0,50	64,1	66,9	68,5	69,7	71,5	72,7	73,7
0,60	46,1	48,1	49,3	50,2	51,4	52,3	53,0
0,80	19,4	20,2	20,7	21,1	21,6	22,0	22,3

Isodynamische Curve des überhitzten Dampfes.

8) *Zustandsänderung bei constanter innerer Arbeit. (Isodynamische Curve.)* Soll die innere Arbeit oder der Wärmewerth derselben, d. i. bei Dämpfen die Dampfwärme J constant sein, so folgt für 1 kg überhitzten Dampfes, der vom Anfangszustande p u. v in den Endzustand p_1 u. v_1 übergeht, nach Gl. 57:

$$J = J_0 + \frac{A}{\varkappa - 1}\, pv = J_0 + \frac{A}{\varkappa - 1}\, p_1 v_1$$

woraus folgt:

$$p_1 v_1 = p\, v \quad \text{mk.} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (62)$$

Für überhitzte Dämpfe ist demnach die isodynamische Curve (siehe § 6, 12 u. 27[b]) eine gleichseitige Hyperbel, wie bei den vollkommenen Gasen.

*) F. GRASHOF. Theoretische Maschinenlehre. Leipzig 1875. Band I. S. 212.

9) *Zustandsänderung bei constanter Temperatur. (Isothermische Curve.)* Wenn p u. v den Anfangs- und p_1 u. v_1 den Endzustand von 1 kg überhitzten Dampfes bedeuten, so folgt nach Gl. 56, da T constant bleibt: Isothermische Curve des überhitzten Dampfes.

$$pv = R\,T - C\,p^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}$$

$$p_1\,v_1 = R\,T - C\,p_1^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}$$

woraus sich durch Subtraction ergiebt:

$$p_1\,v_1 = pv + C\left(p^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - p_1^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right) \text{ mk.} \quad \ldots\ldots (63)$$

Aus einer Gegenüberstellung dieser Gleichung mit derjenigen für die isodynamische Curve, Gl. 62, folgt, dass sich die isodynamische Curve des überhitzten Wasserdampfes von einem bestimmten Punkte aus der Abscissenaxe schneller nähert, als die isothermische Curve.

10) *Zustandsänderung bei constantem Druck.* Die zur Erzeugung von M kg überhitzten Dampfes von der Temperatur T aus Wasser von 0^0 erforderliche Gesammtwärme ist nach Gl. 58: Zustandsänderung bei constantem Druck.

$$Q = M\lambda = M\left[J_0 + c_p\left(T - \frac{C}{R}p^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right)\right] \text{ W. E.} \quad \ldots (64)$$

und die hierbei gewonnene Arbeit wird nach Gl. 56:

$$L = M\,pv = M\left[R\,T - C\,p^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right] \text{ mk.}$$

Ist die Temperatur des Dampfes bei gleichem Drucke p, eine andere T_1 und soll die gewonnene Arbeit (also das Gesammtvolumen des erzeugten Dampfes) so gross wie vorhin sein, so gilt, wenn M_1 das neue Dampfgewicht ist, nach dem Vorstehenden die Beziehung:

$$M\left(T - \frac{C}{R}p^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right) = M_1\left(T_1 - \frac{C}{R}p^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right) \text{ kg.} \quad \ldots (65)$$

Soll also Dampf vom Druck p und der Temperatur T durch anderen von gleichem Druck und der Temperatur T_1 ersetzt werden, so berechnet sich für letzteren das erforderliche Dampfgewicht M_1 nach Gl. 65 und die nöthige Wärmemenge Q_1 nach Gl. 64.

11) *Beispiel:* M kg gesättigten Dampfes von 5 alten Atm. Spannung, deren $t = 152{,}22^0$ ist, sind vorhanden und es soll ein gleiches Volumen überhitzter Dampf von der Temperatur $t_1 = 200^0$ hergestellt werden. Aus Gl. 65 berechnet sich dann das Gewicht der erforderlichen Wassermenge mit: Beispiel.

$$M_1 = 0{,}8852\,M \text{ kg.}$$

Für den gesättigten Dampf folgt die zu seiner Entstehung erforderliche Gesammtwärme nach der Dampftabelle auf S. 30:

$$Q = 653{,}05\,M \quad \text{W. E.}$$

und für den überhitzten Dampf aus Gl. 64 mit:

$$Q_1 = 676{,}00\,M_1 \quad \text{W. E.}$$

woraus unter Benutzung der Beziehung von M u. M_1 folgt:

$$Q_1 = 0{,}9163\,Q \quad \text{W. E.}$$

Die Herstellung eines bestimmten Volumens überhitzten Dampfes erfordert also unter gleichen Verhältnissen *weniger* Wärme als die Erzeugung eines gleichen Volumens gesättigten Dampfes.

Zustandsänderung bei constantem Volumen.

12) *Zustandsänderung bei constantem Volumen.* Wenn 1 kg Dampf bei constantem Volumen Wärme zugeführt wird, so dient sie nur zur Veränderung der Dampfwärme, weil keine äussere Arbeit gewonnen noch verbraucht wird. Sonach ist beim Anfangszustande p u. v und dem Endzustande p_1 u. v

$$Q = J_1 - J$$

oder mit Rücksicht auf Gl. 57:

$$Q = \frac{A}{\varkappa - 1}(p_1 - p)\,v \quad \text{W. E.} \qquad (66)$$

woraus sich die Beziehung zwischen dem Enddruck p_1 und der zugeführten Wärmemenge Q erkennen lässt.

Vortheile des überhitzten Dampfes.

13) **III. Vortheile des überhitzten Dampfes.** Wie aus dem Vorstehenden und dem theils im § 8, theils im § 11 Angeführten hervorgeht, besitzt der überhitzte Dampf gegenüber dem gesättigten und mit Wassertheilchen durchtränkten Dampf folgende Vorzüge:

Keine Spannungsabnahme bei Temperaturerniedrigung.

14) a. Der überhitzte Dampf kann eine Temperaturerniedrigung erleiden, ohne eine Spannungsabnahme zu erfahren; er tritt daher in den Cylinder der Maschine mit derselben Spannung ein, mit der er den Kessel verlässt, wogegen der gesättigte Dampf auf dem Wege vom Kessel zu den Cylindern bei Schiffsmaschinen in der Regel etwa 0,5 kg/qcm an Spannung verliert.

Brennmaterialersparniss.

15) b. Das bei gleichem Füllungsgrade benöthigte Gewicht an überhitztem Dampf ist infolge seines geringeren specifischen Gewichtes kleiner, als das von gesättigtem Dampf. Oder, was dasselbe ist, es erfordert die Herstellung eines bestimmten Volumens überhitzten Dampfes weniger Speisewasser und nach 11) auch weniger Brennmaterial, als das gleiche Volumen gesättigten Dampfes. Für zwei gleich grosse, mit voller Füllung arbeitende Dampfmaschinen, welche mit gleichem Gange arbeiten und von denen die eine überhitzten, die andere gesättigten Dampf von der unter 11) angenommenen Beschaffenheit verbraucht, folgt aus dem Verhältniss der dort berechneten Wärmemengen für die Erzeugung der beiden Dampfgewichte sofort eine Brennmaterialersparniss von 9,13 % zu

Gunsten der mit überhitztem Dampfe arbeitenden Maschine. Wenn beide Maschinen aber mit Expansion arbeiten, so verringert sich dieser Vortheil des überhitzten Dampfes, weil sich die adiabatische Curve desselben der Abscissenaxe schneller nähert, als diejenige des gesättigten Dampfes (siehe unter 5), seine Expansionsarbeit also kleiner, als die des letzteren ausfällt.

16) Der überhitzte Dampf bewirkt in Cylindern mit Dampfmänteln (siehe § 15, 22) eine Erhöhung der mittleren Temperatur der Cylinderwand, wodurch der Niederschlag während der Füllung verringert und das Nachdampfen beschleunigt wird, so dass es grösstentheils schon während der Expansion erfolgt. Wird der überhitzte Dampf in einem Cylinder mit ebenfalls durch überhitzten oder noch besser durch gesättigten Dampf von gleicher Temperatur geheiztem Dampfmantel verarbeitet, so kann die mittlere Temperatur der Cylinderwand höher als die Sättigungstemperatur des Dampfes liegen. Im letzteren Falle verhält sich der überhitzte Dampf wie ein vollkommenes Gas, und die Wärme-, mithin auch die Dampfverluste, sind fast Null. Diese Eigenschaft entwickelt der überhitzte Dampf aber nur, wenn seine Temperatur genügend hoch liegt; beispielsweise müsste Dampf von 1 bis 2 kg/qcm Ueberdruck, dessen Temperatur im gesättigten Zustande 120 bis 133 ° C. beträgt, um dieselbe zu besitzen, bis auf etwa 180 bis 200 ° C. erwärmt werden. Aber selbst so hoch überhitzter Dampf von 2 kg/qcm Ueberdruck kehrt bei kleineren Füllungsgraden als etwa 0,50 während der Expansion in den gesättigten Zustand zurück, und falls er nur auf 160 ° überhitzt war, thut er es schon bei weniger als ungefähr 0,70 Füllung. Dampf von 3 kg/qcm Ueberdruck auf 170 ° überhitzt wird schon gesättigter bei einer geringeren Füllung als 0,80 und Dampf von 4 kg/qcm Ueberdruck auf 180 ° überhitzt bei weniger als 0,70 Füllung. — Bemerkt sei hier noch, dass es nicht vortheilhaft erscheint, überhitzten Dampf in Cylindern ohne Dampfmäntel zu verarbeiten, denn nach Berechnung von GRASHOF*) gab bei einer von HIRN im Jahre 1875 zu Versuchszwecken benutzten Dampfmaschine der Dampf etwa 14 W. E. bei jedem Hube während der Expansionsperiode an die Cylinderwand ab, weil die mittlere Temperatur der letzteren niedriger war, als die Endtemperatur des expandirenden Dampfes. Die betreffende Maschine war eine ungemantelte Einspritzcondensationsmaschine, welche Dampf von 2,3 kg/qcm Spannung auf 223 ° überhitzt mit 0,45 Füllung verarbeitete.

Verminderung der Dampfverluste.

17) **IV. Praktische Grenze der Ueberhitzung.** Nach dem Vorstehenden muss die Ueberhitzung möglichst hoch getrieben werden, damit man einen möglichst sparsamen Betrieb erzielt. Jahrelange Erfahrungen

Zerstörung der glatten Cylinderflächen.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1883, S. 176.

haben aber gezeigt, dass es nicht empfehlenswerth ist, den Dampf von 1 bezw. 2 kg/qcm Ueberdruck höher als bis auf 160°, also um 40 bezw. 30° zu überhitzen, weil er, über diese Grenze hinaus überhitzt in die Cylinder geleitet, die Stopfbüchsenpackungen verbrennt, die Schmiermaterialien der Schieber- und Cylinderflächen verflüchtigt, deren Rückstände erhärtet und auf diese Weise bald die Glätte der aufeinander reibenden Flächen zerstört, wodurch eine bemerkenswerthe Vermehrung der Reibung verursacht wird. Aus diesem Grunde lässt man den Dampf in die Cylinder von Trunkmaschinen, ihrer grossen reibenden Flächen wegen, höchstens mit einer Ueberhitzung von 10° über die Sättigungstemperatur eintreten.

Verkupferung der Cylinderflächen.

18) In einzelnen Fällen hat bis zu 200° überhitzter Niederdruckdampf sogar Theile der Schieberflächen, Schieberstangen u. s. w. in ähnlicher Weise angegriffen, als wären sie im Feuer eingebrannt. Es ist sogar vorgekommen, dass die Schieberrücken und Schieberflächen, sowie auch theilweise die Cylinderflächen bei Verwendung zu hoch überhitzten Dampfes so erschienen, als wenn sie galvanisch verkupfert wären. Diese Erscheinung erklärt sich mit grosser Wahrscheinlichkeit dadurch, dass das vom gesättigten Dampfe mit in den Ueberhitzer gerissene salzige Kesselwasser, infolge der hier herrschenden hohen Temperatur eine solche Zersetzung der in ihm enthaltenen Chlorverbindungen erleidet, dass freie Chlorwasserstoff- oder Salzsäure entstehen kann. Diese greift zunächst die kupfernen Dampfrohre an und bildet Kupferchlorid, welches beim Eintritt in die Cylinder durch die Berührung mit Eisen wieder zersetzt wird und die Eisentheile mit einer dünnen Kupferschicht überzieht.

Vermeidung zu hoher Ueberhitzungstemperaturen.

19) Um zu hohe Ueberhitzungstemperaturen zu vermeiden, lässt man gewöhnlich nur einen Theil des Dampfes durch den Ueberhitzer gehen und führt demselben alsdann gesättigten Dampf zu, verarbeitet also den § 8, 9 beschriebenen gemischten Dampf; seltener benutzt man eine Schmiervorrichtung, mit Hülfe deren man Wasser auf die Schieberflächen tröpfelt, um den überhitzten Dampf auf diese Weise abzukühlen. Vielfach wurden auch von den Constructeuren die Heizflächen der Ueberhitzer von vornherein so klein bemessen, dass sich eine höhere Ueberhitzungstemperatur überhaupt nicht erreichen liess, und in den meisten Fällen konnten die „Ueberhitzer“ genannten Vorrichtungen auf diesen Namen gar keinen Anspruch erheben, weil sie nur als Dampftrockner wirkten.

Versuchsergebnisse.

20) Unter diesen Umständen blieben denn auch die durch Ueberhitzung des Dampfes erhofften Kohlenersparnisse in der Praxis weit zurück hinter den Versuchsergebnissen, welche zeigt die nachstehende

Tabelle über die Kohlenersparnisse bei Versuchen mit überhitztem Dampf.

Versuchs-				Dampf				Brennmaterial-Ersparniss gegenüber gesättigtem Dampf	Bemerkungen.
Ansteller	Jahr	Ort	Object	Ueberdruck in kg/qcm	Sättigungstemperatur °C.	überhitzt um °C.	Ueberhitzungs-Temperatur °C.		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Martin***)	1854	Hudson-Fluss	Dampfer „Joseph Johnson"	1,30	124	49	173	33 %	Die letzte Angabe ist übertrieben.
Hirn *)	1856	Colmar	Woolf'sche stationäre Maschine	3,00	143	92	235	27,5 %	
Penn **)	1857	Greenwich	Dampfer „Valetta"	1,40	125	56	181	20 %	
P. & O. Co. ***)	1860	Atlantischer Ocean	Verschiedene Dampfer	—	—	—	—	21—34 %	Die letzte Angabe ist ebenfalls übertrieben.

Mit diesen Ergebnissen stimmen ungefähr die Ersparnisse überein, welche RANKINE ****) auf Grund seiner theoretischen Untersuchungen für Dampf von 2,4 kg/qcm Ueberdruck, der um 80° überhitzt ist, auf 23 % berechnet. Im Allgemeinen rechnete man unter sonst gleichen Verhältnissen die an Bord *nur durch die Ueberhitzung allein* erzielte Kohlenersparniss auf höchstens 10 %, bei Trunkmaschinen sogar nur auf 5 %.

21) Trotzdem schätzte man den Nutzen der Ueberhitzer, hauptsächlich wegen der unter 16) erwähnten Verminderung der Dampfverluste in den Cylindern, doch so gross, dass man sie, so lange die Dampfspannung in den Schiffskesseln nicht über 2 kg/qcm Ueberdruck stieg, für unentbehrlich hielt. Alle sorgfältiger ausgeführten Schiffsmaschinen, deren Cylinder Dampfmäntel besassen, wurden auch mit Ueberhitzern versehen, obgleich deren Anlagekosten bei einer Ausführung, wie auf Kriegsschiffen, recht beträchtlich waren und ihre Unterhaltungskosten wegen des schnellen Verschleisses der Rohre immer sehr erheblich ausfielen. Frühere Verwendung der Ueberhitzer.

22) Wie sich bald nach der allgemeiner gewordenen Benutzung der Ueberhitzer eine Ueberhitzung des Niederdruckdampfes um mehr als 30 bis 40° C. auf die Dauer als unthunlich herausstellte, so ergab sich im Laufe der Jahre, dass bei steigender Sättigungstemperatur, also bei zunehmender Spannung des Dampfes, dieser für die Ueberhitzung zulässige Spielraum allmählich verringert werden musste, wenn die üblen Folgen zu stark überhitzten Dampfes von den Maschinen fern gehalten werden sollten. Je näher aber die Sättigungstemperatur an die praktisch durchführbare Ueber- Spätere Abschaffung der Ueberhitzer.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1866. Heft IV.
**) SENNET. The marine steam engine. 1885. S. 196.
***) SCHWARZ-FLEMMING. Die Kesselabtheilung auf Dampfschiffen. 1873. S. 167.
****) J. W. M. RANKINE. A manual of the steam engine. 1873. S. 437.

hitzungstemperatur rückte, um so mehr verringerten sich die angeführten Vortheile. Hierzu kam, dass man bei höheren Dampfspannungen kleinere Füllungen als früher bei dem niedrigeren Dampfdruck anwendete, wodurch der unter 15) erwähnte Vortheil kaum noch ins Gewicht fiel und der unter 16) aufgeführte mehr und mehr verschwand. Diese Umstände, welche mit der fortschreitenden Steigerung der Dampfspannung den durch Ueberhitzung erzielbaren Gewinn allmählich fast auf Null zurückführten, veranlassten nach und nach die Abschaffung der Ueberhitzer, und heute wird kein Hochdruckkessel mehr mit einem solchen ausgerüstet, ja selbst Dampftrockner werden seltener, da man aus später anzuführenden Gründen lieber etwas feuchten als zu trockenen Dampf in die Cylinder leiten will.

Versuche mit überhitztem Zwischenkammerdampf bei Zweifach- und Dreifach-Expansionsmaschinen.

23) So sind denn auch die neueren Versuche von NORMAND*) in Havre, den verbrauchten Dampf des Hochdruckcylinders bei Compoundmaschinen, bezw. denjenigen dieses Cylinders und des Mitteldruckcylinders bei Dreifach-Expansionsmaschinen während seines Uebertrittes zum Niederdruckcylinder bezw. auch zum Mitteldruckcylinder zu überhitzen, als fehlgeschlagen zu bezeichnen. NORMAND leitete den von einem zum anderen Cylinder überströmenden Dampf bei den von ihm erbauten Maschinen durch einen in der vorderen Rauchkammer liegenden, von den abziehenden Heizgasen durchstrichenen Ueberhitzer. Die hierdurch erforderliche verwickeltere Rohrleitung verhinderte eine weitere Verbreitung dieser Construction, und die fortwährenden Reparaturen an den Ueberhitzerrohren in Verbindung mit dem geringen Nutzen dieser Einrichtung hatten zur Folge, dass man sie auf den meisten damit versehenen Dampfern wieder beseitigte.

Einrichtung der Ueberhitzer.

24) Die Einrichtung der Ueberhitzer und ihr Einbau an Bord ist weiter hinten bei der Construction der Kessel eingehend besprochen.

§ 14.

Mischungen aus Wasserdampf und Luft.

Vorkommen.

1) In den Condensatoren der Dampfmaschinen befindet sich stets mit Luft gemischter Wasserdampf und in neuerer Zeit hat man zur Herbeiführung von Dampfersparnissen Versuche angestellt, welche darauf abzielen, den Dampf vor seinem Eintritt in den Cylinder mit einer gewissen Menge von Pressluft möglichst innig zu vermischen. Nachstehend ist deswegen das für derartige Mischungen

*) M. DEMOULIN. Nouvelles machines marines des bâtiments à grande vitesse. 1887. S. 52.

geltende Gesetz in einer diesem speciellen Falle entsprechenden Fassung angeführt.

2) **Das Dalton'sche Gesetz:** *Ein bestimmter Raum kann stets dieselbe Menge Wasserdampf aufnehmen, gleichgiltig ob der Raum luftleer oder mit Luft von beliebiger Spannung erfüllt ist. Die specifische Spannung p des entstehenden Gemisches von Wasserdampf und Luft ist gleich der Summe der Spannungen, welche einerseits der Wasserdampf, andererseits die absolut trockene Luft annehmen würden, wenn sie sich je allein in dem Raume befänden.* Dalton'sches Gesetz.

$$p = p_d + p_l \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (67)$$

3) Der Wasserdampf der Mischung kann entweder gesättigt oder überhitzt sein. Im letzteren Zustande befindet sich gewöhnlich der in der atm. Luft enthaltene Wasserdampf. Seine Temperatur t ist diejenige der Luft. Die Temperatur t_σ, bei welcher er in den gesättigten Zustand übergeht, heisst der *Thaupunkt.* Zustände des Wasserdampfes in der Mischung.

4) *Enthält die Mischung gesättigten Wasserdampf,* so folgt aus der Temperatur t_σ der Mischung nach den Dampftabellen auf Seite 28 bis 31 sofort die specifische Spannung p_d dieses Dampfes und sein specifisches Volumen γ_d. Mischung mit gesättigtem Dampf.

5) *Enthält die Mischung überhitzten Wasserdampf,* so ist für die Bestimmung des specifischen Gewichtes γ_u des letzteren zunächst der Thaupunkt t_σ festzustellen. Aus der Temperatur t_σ des Grenzzustandes folgt die Spannung p_d des überhitzten Dampfes und es ergiebt sich weiter nach der Zustandsgleichung der überhitzten Dämpfe (Gl. 56[a]) sein specifisches Volumen für diesen Zustand zu: Mischung mit überhitztem Dampf.

$$v_\sigma = \frac{R\left(T_\sigma - 37{,}79475\sqrt[4]{p_d}\right)}{p_d}$$

Für den überhitzten Dampf von der gleichen Spannung p_d und der Temperatur t des Gemisches entsteht ein specifisches Volumen

$$v_u = \frac{R\left(T - 37{,}79475\sqrt[4]{p_d}\right)}{p_d}$$

daraus folgt:

$$\frac{v_\sigma}{v_u} = \frac{\gamma_u}{\gamma_d} = \frac{T_\sigma - 37{,}79475\sqrt[4]{p_d}}{T - 37{,}79475\sqrt[4]{p_d}}$$

$$\gamma_u = \gamma_d \frac{T_\sigma - 37{,}79475\sqrt[4]{p_d}}{T - 37{,}79475\sqrt[4]{p_d}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (68)$$

6) *Die specifische Spannung p_l der Mischungsluft* folgt nach Feststellung der bei gesättigtem und überhitztem Wasserdampf gleichen specifischen Spannung p_d nach Gl. 67 zu: Spannung und Gewicht der Mischungsluft.

$$p_l = p - p_d$$

und ihr specifisches Gewicht γ_l beträgt dann nach Gl. 17, Seite 13:

$$\gamma_l = \frac{1}{v} = \frac{p_l}{R\,T} = \frac{p_l}{29{,}272\;T} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (69)$$

Erfahrungen mit Mischungen von Wasserdampf und Luft.

7) Die Erfahrungen, welche bisher mit einigen Mischungen von Wasserdampf und Luft gemacht wurden, lassen darauf schliessen, dass sich beim Eintritt in den Cylinder weniger Dampf an seinen Wandungen niederschlägt, als solches bei luftfreiem, gesättigtem Dampf von gleicher Spannung der Fall ist. REYNOLDS*), welcher über den Einfluss der Beluftung von Wasserdampf auf dessen Condensationsfähigkeit an kälteren Metallflächen Versuche angestellt hat, erklärt, dass die Condensation eines Gemisches von Wasserdampf und Luft an solchen Flächen dadurch abgeschwächt wird, dass sich auf denselben während der Condensation durch Molekularanziehung eine Lufthaut bildet, welche — da sie selbst die Wärme schlecht leitet — von dem zu condensirenden Dampf durchbrochen werden muss. WERNER**) denkt sich diesen Luftniederschlag dagegen von vornherein netzartig vertheilt.

Versuche von Reynolds.

8) Die von REYNOLDS aus seinen Versuchen gezogenen Schlüsse lauten:

a) Schon eine geringe Beimischung von Luft drückt die Condensationsfähigkeit bedeutend herab. Für reinen Wasserdampf ist sie nur von dem Maass der Wärmeleitung durch die kalte Fläche beschränkt.

b) Die Condensationsfähigkeit nimmt nahezu in demselben Verhältniss ab, als die Luftspannung die Dampfspannung um 2 bis 10 % erhöht. Von da ab vermindert sich die Abnahme mehr und mehr bis zu einer Spannungserhöhung um 30 %, wo die Condensationsfähigkeit ihr geringstes Maass erreicht und bei einer darüber hinausgehenden Erhöhung annähernd auch beibehält.

c) Durch Vermischen des Dampfes einer Dampfmaschine mit Luft wird die Condensation des Dampfes im Cylinder erheblich vermindert und die Nutzwirkung erhöht werden können.

d) Die höchste Nutzwirkung wird erreicht, wenn in der Mischung die Pressung der Luft etwa $^1/_{10}$ von der des Dampfes beträgt, oder wenn ungefähr 0,125 cbm Luft von 1 Atm. Spannung und 16 ° C. mit je 1 kg Dampf gemischt werden, d. i.

$$\frac{\textit{Dampfgewicht}}{\textit{Luftgewicht}} = 0{,}1525$$

Versuche von Zeller und Hunt.

9) Ausser den Versuchen von REYNOLDS liegen noch Versuche der Vereinigten-Staaten Marine-Ingenieure ZELLER***) und HUNT, mit

*) London, Edinburgh and Dublin philosophical magazine for 1874.

**) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1887. S. 285.

***) Journal of the Franklin-Institute. Juni 1886.

einer liegenden Auspuffmaschine vor, welche Dampf von 2—3 kg/qcm absoluter Spannung verarbeitete. Diese Versuche fielen nicht befriedigend aus, insofern als der Dampfverbrauch der Maschine bei beluftetem Dampf nicht geringer war als beim Betriebe mit reinem Dampf, woneben noch die Anlage- und Unterhaltungskosten der Luftpresspumpe zu bestreiten waren. WERNER führt diese Misserfolge darauf zurück, dass die Mischung des Dampfes mit der Luft keine innige war, und dass das Verhältniss der Luft zur Dampfmenge, welches 0,37 und 0,88 betrug, statt 0,1525 wie REYNOLDS als günstigstes bezeichnet, viel zu gross genommen wurde.

10) WERNER ist der Ansicht, dass bei weiteren Versuchen mit beluftetem Dampfe darauf zu achten ist, dass Vorschläge von Werner.

a) die Luft in dem zu ermittelnden passendsten Mengeverhältniss möglichst gleichmässig vertheilt dem Dampf beigemischt und in stets gleichbleibender Mischung in den Dampfcylinder geleitet wird;
b) dass dieser Zweck womöglich ohne besondere Luftpresspumpe erreicht werde, und zwar indem
c) entweder durch die Speisepumpe bei ununterbrochener Speisung des Kessels die nöthige Luft mitgesaugt wird,
d) oder die Speisepumpe so eingerichtet ist, dass sie die Luft von dem zu fördernden Wasser getrennt entweder in den Dampfraum des Kessels oder in den Schieberkasten des Dampfcylinders in einem aus fein zertheilten Strahlen bestehenden Strome drückt.

11) Zu diesen Vorschlägen habe ich zu bemerken, dass die Beluftung des Dampfes nach meiner Ansicht nur für Auspuffmaschinen angängig ist, weil die dem Dampfe von Condensationsmaschinen etwa beigemengte Luft, ganz abgesehen von der durch dieselbe herbeigeführten Verschlechterung des Vacuums im Condensator, mit dem Speisewasser in den Kessel gelangen würde, was unbedingt zu vermeiden ist, weil sich lufthaltiges Wasser neben feuchter Luft nach übereinstimmenden Erfahrungen in allen Marinen als der schlimmste Zerstörer der Kesselwandungen erwiesen hat. Daher ist auch für Auspuffmaschinen nur das getrennte Mitfördern von Luft seitens der Speisepumpe und deren directe Ueberführung in den Schieberkasten zu empfehlen. Anwendbarkeit der Dampfbeluftung.

12) Schliesslich sei noch erwähnt, dass HAYDEN-HANSBROUCK*) in New-York ein D. R. Patent auf eine Dampfluftmaschine genommen hat, in deren Schieberkasten er kurz vor dem Kolbenhubwechsel eine geringe Menge gepresster Luft einführt. Er behauptet, dadurch an Brennmaterial zu sparen. Dampfluftmaschine.

*) Verhandlungen zur Beförderung des Gewerbfleisses. 1887. S. 79.

Dritter Abschnitt.

Die Vorgänge in den Dampfcylindern.

§ 15.

Einfluss der Cylinderwandungen.

Litteratur.

1) Die bahnbrechenden Versuche und Untersuchungen von CLARK*) und ISHERWOOD**) sowie namentlich diejenigen der Elsässer HIRN und HALLAUER***) haben die in neueren Arbeiten von GRASHOF****) in vollem Maasse zum Ausdruck gekommene Thatsache klargelegt, dass das Verhalten des Dampfes in den Cylindern einer Dampfmaschine ganz besonders von dem Zustande der ihn umgebenden Wandungen abhängig ist. Je nachdem die Cylinderwände kälter oder wärmer als der von ihnen eingeschlossene Dampf sind, je nachdem sie also entweder nicht geheizt oder durch einen Dampfmantel geheizt werden, verursachen sie Erscheinungen, welche BRAUER†) auf der Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure zu Dortmund im Jahre 1883 ungefähr folgendermaassen schilderte.

Kalte Cylinderwände.

2) **I. Cylinderwände kälter als der Dampf.** Kommt Dampf mit Cylinderwandungen von niedrigerer als seiner eigenen Temperatur in Berührung, so geht unter allen Umständen ein Theil der Wärme des Dampfes an die Wandungen über. Die Schnelligkeit dieses Wärmeüberganges wird beeinflusst:

a) von dem Zustande des Dampfes,
b) von der Wärmeleitungsfähigkeit der Wandungen,
c) von dem Temperaturgefälle.

Zustand des Dampfes.

3) a. *Der Zustand des Dampfes* spielt insofern eine Rolle, als überhitzter Dampf bei einer Wandtemperatur, welche höher als die der

*) D. K. CLARK: Railway machinery 1852.
**) B. F. ISHERWOOD: Experimental researches in steam engineering 1862.
***) Bulletin de la société industrielle de Mulhouse 1873—80.
****) Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1883 S. 161 u. Zeitschr. d. Vereines deutscher Ingenieure 1884 S. 293 u. 313.
†) Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1883 S. 649.

Spannung des Dampfes entsprechende Sättigungstemperatur ist, sich wie ein permanentes Gas verhält, so dass der Wärmeübergang hauptsächlich durch Strahlung erfolgt, weil die der Cylinderwand zunächst liegenden Dampfschichten bald deren Temperatur annehmen und den weiteren Wärmeübergang erschweren. Ist aber die Wandtemperatur niedriger als die Sättigungstemperatur des Dampfes, so wird die der Wand zunächst liegende Dampfschicht in kürzester Zeit auf die Temperatur jener gebracht und sich condensiren, gleichgültig, ob der Dampf überhitzt oder gesättigt war. Die entstehende Wasserschicht nimmt nur einen sehr geringen (bei Dampf von 1,75 kg/qcm Spannung ungefähr den tausendsten) Theil der Dampfschicht ein, aus der sie entstand, und bildet, theils wegen dieser geringeren Dicke, theils wegen der beim Wasser grösseren Wärmeleitungsfähigkeit als beim Dampf, nur einen verschwindend kleinen Widerstand gegen ferneren Wärmeaustausch.

4) b. *Ist nun die Wärmeleitungsfähigkeit der Cylinderwand* sehr gross, d. h. dringt die Wärme rasch in dieselbe ein, dann werden sich die folgenden Dampfschichten ebenso schnell condensiren wie die erste. Da der Nachschub des Dampfes mit einer fast unendlich gross zu nennenden Geschwindigkeit erfolgen könnte, d. h. mit derjenigen, welche er annimmt, wenn er in einen Condensator von der Temperatur der Cylinderwand strömt, so muss die Schnelligkeit dieses Vorganges bei guter Wärmeleitungsfähigkeit der Wand eine sehr bedeutende werden. Der Dampf wird daher von der kühlenden Wand förmlich angesaugt und mit ausserordentlicher Geschwindigkeit seiner latenten Wärme beraubt, welche in die Cylinderwand übergeht. Grosse Wärmeleitungsfähigkeit der Wand.

5) Ist die Wärmeleitungsfähigkeit der Wand dagegen eine geringe, so wird sich die eindringende Wärme an der Oberfläche stauen und daselbst bald die Sättigungstemperatur des Dampfes herstellen, weswegen erst dann eine weitere Condensation desselben möglich ist, wenn durch das Weiterströmen der Wärme in das Innere der Wand die Oberflächentemperatur wieder etwas vermindert wurde. Geringe Wärmeleitungsfähigkeit der Wand.

6) Denkt man sich unter Tafel 2, Fig. 1 einen Querschnitt durch die 30 mm dicke Wand eines Dampfcylinders von der Temperatur t, welcher innen plötzlich ein Dampfstrom von der Temperatur t_1 gegenüber tritt, so stellt sich, den Gesetzen der Wärmeleitung folgend, nach einer gewissen, sehr kleinen Zeit im Innern der Wand eine etwa durch Curve 1 ausdrückbare Temperaturerhöhung ein. Diese Curve geht allmählich in 2, 3, 4, 5 über und wird schliesslich, wenn aussen keine Wärme fortgeleitet wird, zur Geraden 6, wonach dann die ganze Cylinderwand die Temperatur 6 erhalten hat. Wärmeleitungscurven.

7) Herrscht z. B. in der Curve 2 in einem Abstande x von aussen die Temperatur τ, in einem Abstande $x + dx$ die Temperatur Temperaturgefälle.

$\tau + d\,\tau$, so steigt die Temperatur auf die Länge dx um $d\,\tau$ an, mithin wird $\frac{d\,\tau}{d\,x}$ das *Temperaturgefälle.* Dasselbe bildet demnach die Tangente in den einzelnen Punkten der Temperaturcurven.

Veränderlichkeit des Temperaturgefälles.

8) c. *Dem Temperaturgefälle* ist die Geschwindigkeit proportional, mit welcher die Wärme im Innern der Cylinderwand fortgeleitet wird, oder — *fliesst.* Dieses Gefälle nimmt in den einzelnen Curven von innen nach aussen ab, ist also immer an der Stelle des Eintritts am grössten. Aber auch dort verflacht sich das im ersten Moment unendlich grosse Gefälle nach und nach, bis es endlich, wenn schon streng genommen erst nach unendlich langer Zeit, gleich Null wird.

Wärmegleichgewicht.

9) Ist die Cylinderwand aussen einer Temperatur t ausgesetzt und erfolgt die Wärmeabgabe dort ebenso leicht, wie innen die Wärmeaufnahme, so wird die Temperaturcurve der Geraden *0* zustreben, welche das *Wärmegleichgewicht* darstellt. Ist dieses eingetreten, so findet in jedem Punkte dasselbe Temperaturgefälle statt; mithin ist von einem Punkte zum andern die zugeführte gleich der abgeleiteten Wärme, die Temperatur bleibt also unverändert.

Grösse des Wärmeüberganges.

10) Beträgt der Unterschied zwischen der inneren und äusseren Temperatur beispielsweise $t_1 - t = 30^0$, so ergiebt sich auf den laufenden Millimeter der 30 mm starken Wand ein Temperaturgefälle von $\frac{30}{30} = 1 = tg\,45^0$. In diesem Falle können auf Grund physikalischer Erfahrungszahlen in jeder Sekunde auf jeden qm der dampfberührten Fläche etwa 10 W. E. (nach KIRSCH*) 16 W. E.) in die Wand dringen. Da nun bei plötzlicher Einwirkung des Dampfes zunächst Curven von der Form 1 auftreten, das Eintrittsgefälle also leicht 10 bis 100 mal so gross sein kann, so können in jeder Sekunde 100 bis 1000 W. E. an die eiserne Wand übergehen, wenn es nur auf die Leitungsgeschwindigkeit der letzteren ankommt.

Heisse Cylinderwände.

11) **II. Cylinderwände heisser als der Dampf.** Gelangt der Dampf in einen Cylinder, dessen Wandungen eine höhere als seine eigene Temperatur besitzen, so wird sich eine Wärmemittheilung von der heissen Wand an den Dampf vollziehen. Die Schnelligkeit dieses Wärmeüberganges ist in erster Reihe davon abhängig, ob die Wand

d) vollkommen trocken, oder

e) mit einem Wasserniederschlage bedeckt ist.

*) KIRSCH. Die Bewegung der Wärme in den Cylinderwandungen der Dampfmaschine. Leipzig 1886. S. 7.

12) d. *Bei einer vollkommen trockenen Cylinderwand* kann sich der Wärmeübergang von derselben in den Dampf nur auf dem langsamen Wege der Strahlung und Leitung durch den Dampf hindurch vollziehen, er wird daher verschwindend klein. Trockene Cylinderwände.

13) e. *Bei einer mit einem Wasserniederschlage bedeckten Cylinderwand* besitzt das an derselben hängende Wasser nahezu die Temperatur dieser Wand, es ist also ebenfalls heisser als der eingeschlossene Dampf. Da nun letzterer entsprechend seiner geringeren Temperatur auch eine geringere Spannung hat, als ihm eigen sein würde, wenn die Temperatur der Cylinderwand seine Sättigungstemperatur wäre, so muss die Wasserschicht der Cylinderwand infolge des niedrigen Druckes, unter welchem sie steht, sieden. Die Verdampfung des Wassers geschieht hierbei zunächst auf Kosten seiner Eigenwärme, dann aber mit Hülfe der Wärme der Cylinderwand, welche dem Verbrauche entsprechend mit grosser Schnelligkeit zugeleitet wird. So lange noch der Hauch eines Niederschlages vorhanden ist, so lange wird eine intensive Wärmeabgabe der Cylinderwände möglich sein, während bei eintretender Trockenheit nur die sehr geringfügige Strahlung übrig bleibt. Nasse Cylinderwände.

14) Befindet sich Wasser in grösserer Menge in einem Dampfcylinder, als durch Adhäsion an den Wänden haften kann, so sammelt sich dasselbe in den tiefsten Theilen des Cylinders an, und wird durch den einströmenden Dampf von oben berührt. Die oben stattfindende Erwärmung stört aber den Gleichgewichtszustand nicht. Das Wasser bleibt daher, selbst bei einer theilweisen Aufrührung durch den Kolben, von einer den Wärmeaustausch fördernden Circulation ziemlich frei. Da nun für ruhendes Wasser die Wärmeleitung nur $^1/_{20}$ bis $^1/_{30}$ von der des Eisens ist, so ist es wohl zweifellos, *dass das Vorhandensein einer grösseren Wassermenge im Cylinder, da es einen Theil der gut leitenden Wandungen bedeckt, eher einen verzögernden Einfluss auf den Wärmeaustausch haben wird als einen beschleunigenden.* Bleibt das Wasser dauernd im Cylinder, so wird aus demselben nur so lange eine starke Dampfentwicklung stattfinden, wie die Wassertemperatur höher als die des Dampfes ist. Da das Wasser die Wärme des darüber befindlichen Dampfes indessen nur langsam aufnimmt, durch Sieden aber sehr leicht wieder abgiebt, so lässt sich annehmen, dass die Temperatur solchen Wassers, sofern es überhaupt vorhanden ist, wenig über die niedrigste im Cylinder vorkommende Temperatur, d. h. diejenige der Gegendruckspannung liegen wird. Wasser im Cylinder.

15) **III. Periodische Wärmebewegung in den Cylinderwandungen.** Der Wasserwerth (siehe § 5, 5) eines Dampfcylinders ist infolge seines grossen Gewichtes so beträchtlich, dass selbst die Gesammtwärme des Temperaturschwankungen in der Cylinderwand.

beim einmaligen Kolbenspiele in denselben tretenden Dampfes bei kleineren Füllungen kaum hinreichen würde, um seine Temperatur viel mehr als etwa 1⁰ zu steigern. Dagegen schwankt aber die Temperatur der inneren Cylinderwand beim jedesmaligen Kolbenspiel mit der Dampftemperatur, d. h. zwischen einem der Eintrittstemperatur des Dampfes entsprechenden höchsten und einem seiner Austrittstemperatur entsprechenden niedrigsten Werthe, sie kann also je nach der Anfangs- und Endspannung des Dampfes Schwankungen von 50 bis 100⁰ unterworfen sein. Mit Rücksicht auf den obenerwähnten grossen Wasserwerth des Dampfcylinders können sich diese Temperaturschwankungen nur bis zu einer verhältnissmässig geringen Tiefe in die Cylinderwand hinein erstrecken, die jenseits dieser Tiefe liegenden äusseren Schichten der Cylinderwand müssen eine von der Wärmeableitung nach aussen beeinflusste mittlere Temperatur annehmen.

Gebiet der Temperaturschwankungen.

16) Die Tiefe der inneren Schicht, welche dem Einflusse der an der Oberfläche der Cylinderwand stattfindenden Temperaturschwankungen unterworfen ist, — oder in welcher sich der periodische Theil der Wärmebewegung geltend macht — hängt von der Schnelligkeit ab, mit der die einzelnen Perioden — oder Kolbenspiele — auf einander folgen. Nach KIRSCH*) nimmt diese Tiefe bei wachsenden Umdrehungszahlen proportional der Quadratwurzel aus jenen Zahlen ab. Derselbe berechnet für eine relative Temperaturschwankung von

0,01	0,001	0,0001	die Tiefe der inneren Schicht auf:		
19 mm	29 mm	38 mm	bei	20	Umdrehungen in der Minute.
12 „	18 „	24 „	„	50	„ „ „ „
9 „	13 „	17 „	„	100	„ „ „ „
6 „	9 „	12 „	„	200	„ „ „ „
4 „	6 „	8 „	„	500	„ „ „ „

Vergleicht man diese Werthe mit den üblichen Wandstärken der Cylinder, so lässt sich unbedenklich annehmen, dass *die Dicke der Wände ohne Einfluss auf den periodischen Theil der Wärmebewegung ist.*

Wärmeansammlung in der Cylinderwand.

17) Wird in einem Cylinder durch Condensation von Dampf eine gewisse Wärmemenge an die Cylinderwand abgegeben, so kann sie nur in dem Falle genau gleich derjenigen Wärmemenge sein, welche zur Wiederverdampfung des entstandenen Condensationswassers erforderlich ist, wenn Condensation und Wiederverdampfung unter übereinstimmenden Spannungsverhältnissen stattfinden. In einem Dampfcylinder geht nun aber, wie gleich gezeigt werden

*) KIRSCH. Die Bewegung der Wärme in den Cylinderwandungen der Dampfmaschinen. Leipzig 1886. S. 10.

soll, die Condensation stets unter höherem Drucke vor sich als die Wiederverdampfung, weswegen die Wand entsprechend der grösseren Gesammtwärme des höher gespannten Dampfes mehr Wärme empfängt, als sie wieder abgiebt, mithin allmählich heisser werden müsste. Der Unterschied zwischen beiden Wärmemengen ist indessen so gering, dass auch eine sorgfältig gegen Wärmeverluste geschützte, übrigens aber ungeheizte Cylinderwand wahrscheinlich ebensoviel oder mehr Wärme durch Leitung oder Strahlung nach aussen verliert, als sie durch den Ueberschuss an Condensationswärme gewinnt. Bei einem geheizten Cylinder kann diese Wärme nicht nach aussen entweichen, sie wird hier zur Verdampfung des ohne Wärmeabgabe an der innern Cylinderwand abgelagerten Wassers benutzt, welches von der Feuchtigkeit des Dampfes oder von dessen Wasserausscheidung bei der Expansion herrührt. Unter normalen Verhältnissen wird daher der bei jedem Hube an der innern Cylinderwand einer Dampfmaschine sich bildende Wasserniederschlag nur gerade so gross sein, dass er zu seiner Wiederverdampfung den Wiederaustritt der vorher durch seine Condensation an die Cylinderwand abgegebenen Wärme veranlasst, mithin weder eine Ansammlung von Wärme *in* noch von Wasser *an* der Cylinderwand zulässt.

18) **IV. Wärmebewegung in den Wandungen der Cylinder ohne Dampfmäntel.** Temperatur-Verhältnisse.
Fig. 2 auf Tafel 2 stelle nach GRASHOF*) den Querschnitt durch eine Cylinderwand vor und zwar an einer im Deckel, oder im Boden oder in unmittelbarer Nachbarschaft derselben gelegenen Stelle. Der Cylinder ist aussen bei *B* durch entsprechende Bekleidung für Wärme undurchlässig gemacht, nimmt also von *B* bis *C* eine zwischen der Eintrittstemperatur t_1 und der Austrittstemperatur t_2 des Dampfes liegende constante Temperatur t an, welche gleichzeitig für die inneren, zwischen *C* u. *A* befindlichen, der periodischen Wärmebewegung unterworfenen Schichten als mittlere Temperatur zu betrachten ist.

19) Der Dampf, welcher aus dem Kessel in den Cylinder tritt, kommt stets mit Wandflächen in Berührung, welche kurz vorher mit dem Condensator bezw. der Luft in Verbindung standen, mithin eine geringere Temperatur als dieser Dampf besitzen. Veranschaulicht die Curve 4 die Temperaturvertheilung in der Cylinderwand am Ende der Ausströmung, so ist nach dem Vorhergegangenen klar, dass der Dampf während der Füllung eine theilweise Condensation erfährt, infolge deren sich ein Wasserbeschlag auf der inneren Wandfläche bildet. Die Condensationswärme desselben Wärmebewegung während der Einströmung und des Anfangs der Expansion.

*) F. GRASHOF. Theoretische Maschinenlehre. Hamburg und Leipzig 1888, III. B. S. 551.

steigert die Temperatur der innersten Wandschicht von t_2 fast plötzlich auf die Dampftemperatur t_1 und bewirkt durch allmähliches Eindringen in die Cylinderwand, dass am Schlusse der Einströmung die Temperaturcurve 4 in die Temperaturcurve 1 übergegangen ist. Wenn nun mit der beginnenden Expansion die Temperatur des Dampfes und also auch die der innersten Wandschicht sinkt, so wird bei dem grossen Temperaturgefälle, welches die Curve 1 aufweist, die Wärmebewegung in der Cylinderwand von innen nach aussen zunächst noch weiter stattfinden, bis sich infolge derselben die Temperaturvertheilungscurve 1 in die Curve 2 verwandelt hat. Diese Verwandlung beansprucht fast den grössten Theil der Expansionsperiode, so dass erst gegen deren Schluss eine Wärmebewegung von aussen nach innen oder ein Wärmeübergang von der Cylinderwand an den Wasserbeschlag vor sich gehen kann.

Wärmebewegung während des übrigen Theiles der Expansion und der Ausströmung.

20) Der intensive Wärmeaustausch zwischen Wand und Niederschlag bewirkt dessen Wiederverdampfen nach Maassgabe des durch die Expansion fallenden Dampfdruckes. Es beginnt *das Nachdampfen* und hiermit eine Veränderung der Curve 2 in die Curve 3, welche die Temperaturvertheilung in der Cylinderwand am Schlusse der Expansion oder beim Beginn des Ausströmens anzeigen möge. Da die Vorausströmung bei schnelllaufenden Dampfmaschinen, wie es die Schiffsmaschinen sind, bereits zwischen 0,80 bis 0,95 des Kolbenhubes beginnt, so geht das Nachdampfen grösstentheils während der Ausströmung und ganz besonders während des Kolbenrückganges vor sich, wenn die absolute Spannung z. B. in dem Cylinder einer gewöhnlichen Condensationsmaschine zwischen 0,15 bis 0,30 kg/qcm schwankt, und die an den Cylinderwänden hängenden Wassertheilchen schon bei einer Temperatur von 50 bis 70° verdampfen. Durch das Nachdampfen wird der Cylinderwand sämmtliche Wärme wieder entzogen, welche sie von dem eintretenden Dampfe aufgenommen hatte, wodurch die Temperaturvertheilungscurve 3 am Schlusse der Ausströmung wieder die Form 4 angenommen haben muss. Von der ganzen, zwischen Dampf und Cylinderwand periodisch ausgetauschten Wärmemenge, welche durch die zwischen Curve 4 und Curve 2 liegende Fläche dargestellt werden kann, wird daher nur die dem kleinen von Curve 2 und 3 begrenzten Flächenstücke entsprechende Wärmemenge bei der Expansion in Arbeit umgewandelt, während der übrige grösste Theil dieser Wärme ohne Arbeitsverrichtung verloren geht. Aber auch die Umsetzung der geringen, bei der Expansion gewonnenen Wärme in nutzbare Arbeit ist mit einem Verluste verknüpft, weil die Wiederverdampfung des Wasserbeschlages unter einer niedrigeren als der Temperatur erfolgt, bei welcher dessen Condensation

stattfand, mithin ein entsprechendes ausnutzbares Temperaturgefälle verloren geht.

21) Wie alle neueren Untersuchungen übereinstimmend dargethan haben, ist die anfängliche starke Condensation des Dampfes in den Cylindern und das Nachdampfen des gebildeten Condensationswassers während des Ausströmens die Hauptursache der bedeutenden in jeder Dampfmaschine auftretenden mehr oder minder grossen Dampfverluste, denen gegenüber die durch Schieber- und Kolbenundichtheiten veranlassten Dampfverluste bei gut gearbeiteten Maschinen sehr geringfügig sind. Diese innere Condensation wird dadurch wesentlich gefördert, dass die Seitenflächen der Cylinder, nachdem sie durch das Nachdampfen getrocknet wurden, noch durch die Kolbenreibung blank und rein gemacht werden, so dass sie auf den eintretenden Dampf wieder in hohem Grade condensirend wirken können. Hauptursache der Dampfverluste.

22) **V. Wärmebewegung in den Wandungen der Cylinder mit Dampfmänteln.** Temperaturverhältnisse.
Ist der Dampfmantel wie in den meisten Fällen mit Kesseldampf gefüllt, so ist die Temperatur der äussersten Cylinderschicht bei *B*, Tafel 2 Fig. 3, gleich der Temperatur des Eintrittsdampfes t_1 und wegen der beständigen noch immer erfolgenden Wärmebewegung hat die Temperaturvertheilungscurve den von *B* über *C* nach *A* abfallenden Verlauf. Das Stück *BC* derselben zeigt die constante Temperatur der äusseren Schichten, während *CA* als die mittlere Temperatur der inneren Schichten gelten kann. Der Punkt *C* bezeichnet die Tiefe, bis zu welcher sich die periodische Wärmebewegung der inneren Wandschichten geltend macht, diese Tiefe ist eine geringere als beim ungeheizten Cylinder in Fig. 2.

23) Auch bei einem Cylinder mit Dampfmantel muss die innerste Schicht der Cylinderwand beim Beginn der Einströmung durch Condensation von Dampf auf die Eintrittstemperatur t_1 desselben gebracht werden. Die Temperaturvertheilungscurve 1, welche für diesen Zeitpunkt gilt, hat aber infolge der durchschnittlich höheren Wandtemperatur (Fig. 3) einen weniger steilen Verlauf als in Fig. 2. Das geringere Temperaturgefälle in den innersten Schichten der Cylinderwand gestattet eine schnellere Umkehr der Wärmebewegung von aussen nach innen, welche bald nach dem Anfange der Expansion eintritt, wodurch die Curve 1 in 2 übergeht. Die Wärmeabgabe an die Cylinderwand während der Expansion, dargestellt durch die von Curve 1 und 2 begrenzte Fläche $\alpha\beta\gamma$, ist daher wesentlich geringer als beim ungeheizten Cylinder (Fig. 2). Mit fortschreitender Expansion wird nun die Wärme wieder von der Wand abgegeben und verdampft den Niederschlag, so dass durch das Nachdampfen noch eine beträchtliche Nutzarbeit geleistet wird. Beim Beginn des Vorausströmens hat sich dann die Tem- Wärmeaustausch während der einzelnen Dampfperioden.

peraturvertheilungscurve 2 in 3 geändert. Während des Ausströmens verdampft der letzte Wasserrest an der Wand sehr schnell und die Curve 3 nimmt, wenn dies geschehen ist, die Form 4 an. Zu dieser Frist wird sämmtliche, vom Eintrittsdampfe an die Innenfläche der Wand abgegebene Wärme wieder aus derselben ausgetreten sein, und es braucht nur noch diejenige Wärme abgeleitet zu werden, welche während des ganzen Kolbenspieles vom Dampfmantel her durch die Aussenfläche in die Wand gelangt. Da jetzt aber die innere Cylinderwand trocken ist, so kann diese Wärmeabgabe an den Dampf nur langsam vor sich gehen, es findet eine Stauung der Wärme in den inneren Schichten statt und die Curve 4 verwandelt sich bis zum Ende der Ausströmung in die Curve 5.

Grösse der ausgetauschten Wärmemengen.

24) Die Wärmemenge, welche während eines Kolbenspieles an der Innenfläche der Cylinderwand austritt, wird in Fig. 3 durch die von den Curven 2 und 5 begrenzte Fläche dargestellt. Von dieser Wärmemenge wird diejenige, welche der von Curve 2 und 3 umschlossenen Fläche entspricht, durch das Nachdampfen während der Expansion wieder nutzbar gemacht, wogegen die Fläche zwischen Curve 3 und 5 die während des Ausströmens verloren gehende Wärme anzeigt. Der Theil dieser Wärme, welcher durch die Heizung des Cylinders aus dem Dampfmantel zugeführt wird, kennzeichnet sich durch die Fläche innerhalb der Curven 4 und 5. Ein Vergleich zwischen Fig. 2 und 3 lässt ersehen, dass die Fläche, welche die in der Expansionsperiode wiedergewonnene Wärme darstellt, beim geheizten Cylinder grösser als beim ungeheizten ist, und dass umgekehrt die Fläche, welche die in der Ausströmungsperiode verloren gehende Wärme anzeigt, beim geheizten Cylinder viel kleiner als beim ungeheizten ausfällt.

Vortheil des Dampfmantels.

25) *Der Vortheil des mit Kesseldampf geheizten Dampfmantels* besteht nun nach dem Vorstehenden darin, *dass infolge der höheren mittleren Temperatur der inneren Cylinderwand die Condensation während der Füllung weniger bedeutend ist und der entstehende Beschlag grösstentheils während der Expansion verdampft, also noch Nutzarbeit leisten kann.* Ist die Ansicht BRAUER'S*) richtig, — dass dieser Beschlag bei geheizter Cylinderwand dem Kolben wie ein Schatten folgt, der eben entstanden wieder verschwindet, — so muss die Wärmeabgabefähigkeit dieser Wand, weil sie bei fehlendem Beschlag nur ganz geringfügige Wärmemengen verlieren kann, wesentlich beschränkt werden. Mithin ist klar, dass die Wärme- und also auch die Dampfverluste in einem Cylinder mit Dampfmantel bedeutend geringer ausfallen, als in einem solchen ohne Dampfmantel, wie sämmtliche im § 16 angeführten Versuche einhellig bestätigen.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1883. S. 657.

26) **VI. Mittlere Temperatur der Cylinderwand.** Die vorstehend erläuterte, periodische Wärmebewegung findet, wie unter 18) ausdrücklich vorausgesetzt war, nur an den Theilen der Cylinderwand statt, welche im Deckel oder im Boden liegen oder in der Nähe derselben ringförmige Elemente der Seitenwand bilden. Für solche Ringelemente der Seitenwand, die der Mitte des Cylinders benachbart sind, findet ein öfterer Wechsel der Wärmebewegung und in kürzeren Zwischenräumen statt, je nach der besonderen Lage dieser Elemente.

Wärmebewegung in der Mitte des Cylinders.

27) Bezeichnet H den ganzen Kolbenhub,

h den Füllungshub und

x die Entfernung eines solchen ringförmigen Elementes vom Cylinderdeckel,

so sind folgende Fälle möglich:

Mögliche Fälle.

a) der Kolben geht vom Deckel zum Boden und es ist $x > h$, dann wird das ringförmige Element zuerst vom ausströmenden Dampfe und später nur vom expandirenden Dampfe berührt. Ist aber $x < h$, so kommt es zuerst mit ausströmendem, dann mit einströmendem und hierauf mit expandirendem Dampfe zusammen.

b) Der Kolben geht vom Boden zum Deckel, so wird jetzt bei $H - x > h$ wieder der erste Fall von a), bei $H - x < h$ der zweite Fall von a) eintreten.

c) Ist endlich $h < 0{,}5\,H$ und dabei $h < x$ sowie $x < H - h$, dann wird das ringförmige Wandelement nie mit dem eintretenden Dampfe in Berührung kommen.

28) Hieraus folgt, dass ein solches Element mit durchschnittlich um so kälterem Dampfe zusammentrifft, je näher es der Mitte des Cylinders liegt. *Die Temperatur der Cylinderwand muss daher von der Mitte nach den Enden zunehmen und zwar um so mehr, je kleiner die Füllung ist.* In der Regel beträgt dieser Temperaturunterschied wenige Grade. Ausser der radial gerichteten, periodischen Wärmebewegung, von aussen nach innen oder umgekehrt, findet also in der Cylinderwand gleichzeitig eine geringere longitudinale Wärmebewegung vorwiegend von den Enden nach der Mitte hin statt.

Longitudinale Wärmebewegung.

29) In Ermangelung der bisher noch nicht gelungenen Ableitung einer theoretisch begründeten Formel für die mittlere Temperatur der Cylinderwand hat WERNER*) die nachstehende empirische Formel aufgestellt, welche mit einzelnen gemachten Erfahrungen gut übereinstimmen soll. Vorausgesetzt ist hierbei eine vollständige Umhüllung des Cylinders mit schlechten Wärmeleitern. Die Formel beruht

Formel für die mittlere Wandtemperatur.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1883. S. 267.

auf dem unter 17) klargelegten Umstande, dass sämmtliche beim Dampfeintritt bezw. später von der Wand aufgenommene Wärme während der Expansion und der Ausströmung von derselben wieder abgegeben wird.

Bezeichnungen. 30) Es bezeichne:

t_m ... die mittlere Temperatur der ungeheizten Cylinderwand,
t_{m_1} .. die mittlere Temperatur der geheizten Cylinderwand,
t_1 ... die Temperatur des eintretenden Dampfes,
t_2 ... die Temperatur des austretenden Dampfes,
φ ... in Bogenmaass, den zum Füllungshub gehörigen Ausschlagwinkel der Kurbel vom Todpunkt aus gerechnet,
π ... die Zahl 3,1415,
$\varkappa$.... einen Coefficienten, dessen Werth weiter unten erläutert ist.

Formel. 31) *Für Cylinder ohne Dampfmantel* wird dann:

$$(t_1 - t_m)\,\varphi = (t_m - t_2)\,\pi$$

und daraus:

$$t_m = t_1 - (t_1 - t_2)\frac{\pi}{\varphi + \pi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (70^a)$$

Für Cylinder mit Dampfmantel, welche durch Kesseldampf geheizt werden:

$$t_{m_1} = \frac{t_m + \varkappa\, t_1}{1 + \varkappa}$$

oder auch:

$$t_{m_1} = t_1 - \left(\frac{t_1 - t_2}{1 + \varkappa}\right)\frac{\pi}{\varphi + \pi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (70^b)$$

Coefficient $\varkappa$. 32) *Der Coefficient* $\varkappa$ nähert sich umsomehr der Einheit:

a) Je vollständiger die Dampfummantelung ist. Zu einer vollständigen Ummantelung gehört ausser der Heizung der cylindrischen Aussenfläche mit *durchströmendem* — *nicht ruhendem* — Kesseldampf auch die Heizung der Böden und des Kolbens.

b) Je früher der Dampfaustritt behufs Compression vor Beendigung des Kolbenhubes abgeschlossen wird.

c) Je stärker überhitzt der Dampf in den Cylinder gelangt, wenn mit Ueberhitzung gearbeitet wird.

Bogen φ. 33) *Der Bogen* φ findet sich, wenn $\varepsilon = \frac{h}{H}$ den gegebenen Füllungsgrad bezeichnet und die Pleyelstange als unendlich lang angenommen wird, welche Annahme für den doch immer nur angenähert richtigen Werth von t_m vollständig genügt, nach Tafel 2, Fig. 4 aus:

$$h = \frac{H}{2} - \frac{H}{2} \cos \varphi = \frac{H}{2} (1 - \cos \varphi)$$

$$\cos \varphi = 1 - \frac{2\,h}{H} = 1 - 2\,\varepsilon \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (71)$$

§ 16.

Werth des Dampfmantels.

1) **I. Dampfverluste in Cylindern ohne Dampfmäntel.** Die mittlere Temperatur der Cylinderwand in einer nicht mit Dampfmantel versehenen Niederdruckmaschine berechnet sich nach Gl. 70[a] auf folgende Weise: Die Kesselspannung betrage 2 kg/qcm Ueberdr. und demgemäss die Eintrittsspannung des Dampfes im Cylinder 1,5 kg/qcm Ueberdr. oder 2,5 kg/qcm abs. Druck, so dass $t_1 = 127^0$ würde. Die Austrittstemperatur des Dampfes sei $t_2 = 60^0$, entsprechend einem Condensatorgegendruck von 0,2 kg/qcm. Der Füllungsgrad sei der für eine solche Maschine günstigste $\varepsilon = 0,35$. Dann wird (nach Gl. 71): $\cos \varphi = 1 - 2 \,.\, 0,35 = 0,3 = \cos 73,5^0$ also Beispiel.

$$\varphi = \frac{73,5 \,.\, \pi}{180} = 1,2828.$$

Mithin entsteht:

$$t_m = 127 - (127 - 60) \frac{3,1415}{1,2828 + 3,1415}$$

$$t_m = 127 - 67 \frac{3,1415}{4,4243} = 127 - 47,5$$

$$t_m = 79,5^0$$

2) Der mit 127^0 Temperatur in den Cylinder einer solchen Maschine tretende Dampf kommt daher mit Wandungen in Berührung, welche im Mittel $127^0 - 79,5^0 = 47,5^0$ kälter sind. Die Folge hiervon ist eine sehr bedeutende Wärmeabgabe an die Cylinderwand, wie sie § 15, 19 geschildert war, eine dadurch entstehende umfangreiche Condensation während der ganzen Dauer der Füllung und im Anfange der Expansion sowie ein starkes schädliches Nachdampfen beim Austritt. Die einzelnen Wärmemengen, welche bei diesen Vorgängen zwischen Dampf und Cylinderwand sowie umgekehrt ausgetauscht werden, lassen sich nach der im folgenden Paragraphen erläuterten Methode ermitteln. Für das Nachstehende genügt die Erkenntniss, dass mit dem Wärmeaustausch zwischen Dampf und Wand Wärmeverluste, also auch Dampfverluste verknüpft sind. Ursache der Dampfverluste.

3) Die Dampfverluste, welche auf diese Weise in Cylindern ohne Dampfmäntel auftreten, sind von dem Ingenieur ISHERWOOD der Versuche von Isherwood.

Vereinigten-Staaten-Marine durch Versuche auf der Rad-Sloop „Michigan“ festgestellt worden. Dieselben wurden bei einer Kolbengeschwindigkeit von 1,14 m mit gesättigtem oder vielmehr theilweise feuchtem Dampfe vorgenommen und ergaben die in der nachstehenden Tabelle zusammengestellten Resultate.

Tabelle über die Dampfverluste in Cylindern ohne Dampfmäntel.

Füllungsgrad	0,93	0,64	0,40	0,354	0,25
Expansionsgrad	1,07	1,50	2,50	2,85	4,0
Wasserverbrauch pro Hub nach directer Messung in Pfd. engl.	5,20	4,40	3,40	3,63	3,02
„ „ „ „ „ „ in kg. . .	2,36	1,99	1,54	1,64	1,37
„ „ „ „ d. Indikatordiagr. in Pfd. engl.	4,42	3,15	1,84	1,62	1,17
„ „ „ „ „ „ in kg. . .	2,00	1,43	0,83	0,74	0,53
Dampfverlust pro Hub durch Condensation, Undichtheiten etc. in Pfd. engl.	0,78	1,25	1,56	2,01	1,85
Dampfverlust pro Hub durch Condensation, Undichtheiten etc. in kg.	0,35	0,56	0,71	0,91	0,84
Prozentsatz des Dampfverlustes vom wirklichen Dampfverbr.	15	28	46	55	61

Schlüssse aus diesen Versuchen.

4) Wenngleich die Dampfverluste bei ISHERWOOD'S Versuchen, veranlasst durch die geringe Kolbengeschwindigkeit und den Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes, etwas gross ausfielen, so lässt die vorstehende Tabelle doch erkennen, wie sich mit abnehmender Füllung der Dampfverlust entsprechend der sich vergrössernden Temperaturdifferenz zwischen eintretendem Dampfe und Cylinderwand derartig steigern kann, dass er bei weniger als 0,4 Füllung bereits grösser wird wie der nutzbare Dampfverbrauch.

Versuche von Gately und Kletzsch.

5) Weitere sehr eingehende Untersuchungen über die Grösse der in einem Cylinder ohne Dampfmantel auftretenden Dampfverluste sind zuletzt von GATELY und KLETZSCH*) im Mai 1885 in Sandy Hook nach Anweisung von Professor THURSTON an einer liegenden eincylindrigen Harris-Corliss-Maschine mit Einspritzcondensator angestellt worden. Sie ergaben, dass der Dampfverlust x, ausgedrückt in Procenten des Gesammtdampfverbrauches, sich innerhalb der bei dieser Maschine untersuchten Grenzen aus den nachstehenden empirischen Formeln berechnen liess:

a) *Veränderlicher Füllungsgrad* $\varepsilon = 0{,}15$ bis $0{,}55$; Dampfüberdruck rund 4 kg/qcm; Min.-Umdr. 68.

$$x = 19\sqrt{\frac{1}{\varepsilon}}\ \% \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (72)$$

*) The Engineer. 1885. II. S. 341, 362, 402, 424, 492. 1886. I. S. 84.

b) *Veränderlicher Kesseldruck* $p = 1{,}57$ bis 5,62 kg/qcm; Füllungsgrad schwankend zwischen 0,24 — 0,20; Min.-Umdr. rund 70.

$$x = 45 - 1{,}8\,p\,\% \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (73)$$

c) *Veränderliche minutl. Umdrehungszahl* $N = 34 - 63$; Füllungsgrad schwankend zwischen 0,93 – 0,98; Dampfüberdruck rund 1,33 kg/qcm.

$$x = 45 - 0{,}33\,N\,\% \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (74)$$

6) Die Versuche bestätigen zunächst die bekannte Thatsache, dass im allgemeinen unter sonst gleichen Verhältnissen der Dampfverlust in einem Cylinder ohne Dampfmantel wächst: Schlüsse aus diesen Versuchen.

a) mit der Abnahme der Füllung bei gleichem Dampfdruck und gleicher Kolbengeschwindigkeit;

b) mit der Abnahme der Kolbengeschwindigkeit bei gleichem Füllungsgrade und gleichem Dampfdruck.

Nach Gl. 73 wuchs der Dampfverlust in dem ungemantelten Cylinder der untersuchten Maschine mit der Abnahme des Dampfdruckes bei gleichem Füllungsgrade und gleicher Kolbengeschwindigkeit, eine Beobachtung, welche mit allen vorstehenden Ausführungen in Widerspruch steht. Unter sonst gleichen Verhältnissen muss der Dampfverlust mit zunehmender Spannung, also höherer Eintrittstemperatur des Dampfes wachsen, wie dies auch die neueren Versuche von ENGLISH (siehe § 17, 34) beweisen. Eine genaue Untersuchung der fünf Versuche, aus denen Gl. 73 abgeleitet wurde, zeigt übrigens, dass bei einem Ueberdruck von 4,7 kg/qcm 48 % und bei einem solchen von 2,6 bezw. 1,55 kg/qcm gleichmässig 41 % Dampfverlust eintrat — eine einfache Bestätigung der allgemeinen Regel. Leider ist zur Ableitung der Gl. 73 das Ergebniss des erstgenannten Versuches ausgeschieden worden, und an dessen Stelle sind die meinem Dafürhalten nach weniger richtigen Beobachtungswerthe der beiden anderen Versuche mit den letztgenannten zusammengestellt.

7) Was diese Versuche aber besonders erkennen lassen, ist, dass sich unter sonst gleichen Verhältnissen bei veränderlichem Füllungsgrade ein der Quadratwurzel desselben umgekehrt proportionaler Dampfverlust ergiebt. Die Constante, mit welcher $\sqrt{\frac{1}{\varepsilon}}$ multiplicirt werden muss, um den Dampfverlust in Bruchtheilen des Gesammtdampfverbrauches anzugeben, hier also 0,19, schwankt nach den Untersuchungen von THURSTON etwa zwischen den Grenzen 0,10 bis 0,20. Der letzteren Zahl nähert sich der Werth bei Condensationsmaschinen mit ungemantelten Cylindern, wie im vorliegenden Falle. Diese Angaben stehen mit den von ISHERWOOD auf der „Michigan“ gefundenen Ergebnissen in ganz gutem Einklange, wenn man die grosse Feuchtigkeit des dort benutzten Dampfes und die sehr geringe Kolbengeschwindigkeit in Anschlag bringt. Uebereinstimmung dieser Versuche mit Untersuchungen von Thurston und Isherwood.

Gesetz des Dampfverlustes.

8) Nach theoretischen Ermittelungen von KIRSCH (siehe § 15, 16) und praktischen Versuchen von ENGLISH (siehe § 17, 30) ist der Dampfverlust unter sonst gleichen Verhältnissen auch der Quadratwurzel aus der minutlichen Umdrehungszahl umgekehrt proportional. Daraus würde sich dann das allgemeine Gesetz ableiten lassen: *„Der Dampfverlust in Cylindern ohne Dampfmäntel ist unter sonst gleichen Verhältnissen den Quadratwurzeln aus den Füllungsgraden und aus den minutlichen Umdrehungszahlen umgekehrt proportional.“*

Einfach-Expansionsmaschinen mit Condensation müssen Dampfmäntel haben.

9) Wie die Tabellen auf Seite 86 u. 87 über die Versuche mit amerikanischen Schiffsmaschinen beweisen und wie auch aus der Untersuchung einer ungemantelten mit Condensation arbeitenden Dampfmaschine auf der Düsseldorfer Ausstellung*) geschlossen werden kann, ist es wegen der grossen in solchen Maschinen auftretenden Dampfverluste, welche erwiesenermaassen 40 % des Gesammtdampfverbrauches übersteigen können, *durchaus fehlerhaft, die Cylinder von Einfach-Expansionsmaschinen ohne Dampfmäntel herzustellen, wenn diese Maschinen mit Condensation arbeiten sollen.*

Einführung des Dampfmantels durch Watt.

10) **II. Dampfverluste in Cylindern mit Dampfmänteln.** Der Dampfmantel ist schon im Jahre 1769 von WATT erfunden, indessen erst 1776 von ihm praktisch ausgeführt und in der Folge für seine sämmtlichen Dampfmaschinen beibehalten worden. Es erscheint jedoch mehr als fraglich, ob WATT die Nothwendigkeit und die Wirkung des Dampfmantels so eingehend gekannt hat, wie wir heute; wahrscheinlicher ist es, dass er den Dampfmantel nur einführte, um seine Absicht, „den Dampf im Cylinder so warm wie möglich zu erhalten“, bis zum äussersten zu verfolgen.

Nothwendigkeit des Dampfmantels.

11) Die Nachfolger WATT's verstanden die Zweckmässigkeit des Dampfmantels nicht und liessen ihn, der ihnen bei der Herstellung der Dampfcylinder mit den damaligen beschränkten Hülfsmitteln oft genug Schwierigkeiten bereitete, als überflüssig fort. Erst als man die Expansivkraft des Dampfes in höherem Maasse auszunutzen suchte, machte sich die Nothwendigkeit eines Dampfmantels für Condensationsmaschinen dringender geltend, und man fing an, ihn wieder allgemein einzuführen, so dass heute die meisten noch im Betriebe befindlichen Einfach-Expansions-Schiffsmaschinen mit Dampfmänteln ausgerüstet sind.

Ausführung der Dampfmäntel.

12) Die ersten Dampfmäntel umgaben nur die Seitenwandungen der Cylinder, weil diese, durch die Kolbenreibung stets blank und rein gehalten, wie bereits § 15, 21 erwähnt, ganz besonders geeignet waren, den in den Cylinder tretenden Dampf zu condensiren und hierdurch Dampfverluste herbeizuführen. Bald aber

*) Die Untersuchungen von Dampfmaschinen etc. der Gewerbe-Ausstellung in Düsseldorf 1880. Aachen 1881. S. 9.

wurden die Stirnwände der Cylinder ebenfalls doppelwandig hergestellt und ihr innerer Raum mit dem Dampfmantel vereinigt; ja, es sind später sogar Constructionen ersonnen, um auch in die hohlen Kolbenkörper den Heizdampf des Mantels zu leiten, ohne indessen, ihrer Umständlichkeit wegen, Eingang in die Praxis zu finden. Die Construction der Cylinder mit Dampfmänteln wird weiter hinten in dem Abschnitte über die Dampfcylinder Erwähnung finden.

13) Die Dampfverluste, welche in Cylindern mit Dampfmänteln auftreten, sind sowohl von der Beschaffenheit der in den Mantel geleiteten Dämpfe oder Gase abhängig, als auch von ihrem Verhalten in demselben, d. h. ob sie ihn *durchströmen* oder darin *ruhen*. Die Dampfverluste sind unter sonst gleichen Verhältnissen geringer, wenn die heizenden Dämpfe oder Gase den Dampfmantel durchströmen, als wenn sie in demselben ruhen, weil im ersteren Falle die von den Mantelwandungen ihrer Wärme beraubten Dampf- oder Gasmengen beständig abgeführt und durch solche von der ursprünglichen Wärmeabgabefähigkeit ersetzt werden, wodurch die Heizung des Cylinders eine kräftigere wird als im zweiten Falle. Ausführung der Heizung.

14) *Zur Heizung des Dampfcylinders* hat man benutzt: Heizungsarten.

a) Heizgase,
b) verbrauchten Dampf,
c) Eintrittsdampf,
d) Kesseldampf,
e) heisseren als den Kesseldampf.

15) a. **Die Heizung der Cylinder mit Heizgasen** hat sich, abgesehen von den nicht immer geringen Schwierigkeiten der praktischen Durchführbarkeit, nach den diesbezüglichen Versuchen weniger wirksam als die Dampfheizung erwiesen. Der Wärmeübergang von den permanenten Heizgasen an die Cylinderwand erfolgt, wenn dieselben ruhen, nach § 15, 3 hauptsächlich durch Strahlung, weil die jener Wand zunächst liegenden Gasschichten deren Temperatur bald annehmen und weiteren Wärmeaustausch erschweren. Aber selbst wenn die Heizgase den Mantelraum mit sehr hoher Temperatur durchströmen, haben sie nur geringen Einfluss auf die Erhöhung der mittleren Temperatur der Cylinderwand, weil ihr Wärmemittheilungsvermögen, wie nachstehende Rechnung zeigt, nur klein und zwar sehr viel kleiner als das von Wasserdampf ist; wozu noch kommt, dass die mittlere Wandtemperatur des Cylinders bedeutend weniger von der äusseren Temperatur als von der Intensität des äusseren Wärmeaustausches abhängig ist. Während nämlich 1 cbm Dampf von 152° Temperatur und 5 kg/qcm Spannung 2,6 kg wiegt, und bei einer Verdampfungswärme von rund 500 W. E. an die Cylinderwand 2,6 . 500 = 1300 W. E. abgeben könnte, ehe er sich in Wasser von 152° verwan- Heizgase.

delt, wird 1 cbm Heizgase von 350° etwa 0,66 kg wiegen und bei einer specifischen Wärme von 0,24 bis zu seiner Abkühlung auf 152° nur 0,66 . 0,24 (350 — 152) = 31 W. E. in die Cylinderwand überführen können.

Verbrauchter Dampf.

16) b. **Die Heizung der Cylinder mit verbrauchtem Dampfe** soll in früheren Jahren bei einigen Maschinen der Vereinigten Staaten-Marine angewendet worden sein. Diese Maschinen arbeiteten mit Niederdruckdampf von 1,33 bis 1,5 kg/qcm Kesselspannung, so dass der Temperaturunterschied zwischen dem Eintrittsdampf im Cylinder und dem durch den Mantel nach dem Condensator abströmenden Dampf etwa 50—60° betrug. Da hierbei eine Wärmeabgabe des Eintrittsdampfes durch die Cylinderwand hindurch an den Dampf im Mantel stattfinden musste, so stellte sich diese Einrichtung als geradezu schädlich heraus. Jedenfalls würde der Dampfverlust im Cylinder geringer gewesen sein, wenn dieser Mantel ganz fortgelassen und der Cylinder nur recht sorgfältig bekleidet worden wäre.

Eintrittsdampf.

17) c. **Die Heizung der Cylinder mit dem Eintrittsdampf** ist bei vielen Maschinen der französischen Marine, welche, wie z. B. die der Panzercorvette „Alma", Ende der sechziger Jahre in den Chantiers et Ateliers de l'Océan in Havre gebaut sind, zur Anwendung gekommen. Der Dampf wird vom Hauptdampfrohr in den Cylindermantel und erst aus diesem in den Schieberkasten geleitet, eine Einrichtung, welche wegen der Abkühlung und des damit verknüpften Spannungsverlustes, den der Eintrittsdampf durch die Wärmeabgabe im Mantel erleidet, unter gewöhnlichen Verhältnissen durchaus zu verwerfen ist. Vertheidigen lässt sich diese Art der Cylinderheizung nur in solchen Fällen, in denen auf keine andere Weise ein Durchströmen des Heizdampfes durch den Dampfmantel zu erreichen ist, oder in denen die nachtheiligen Folgen stark überhitzten Dampfes dadurch von den Cylindern fern gehalten werden sollen, dass man ihn vorher im Mantel abkühlt. — Die Wirkung des Dampfmantels wird durch die Verwendung des überhitzten Heizdampfes aber vermindert, weil der überhitzte Dampf an die feuchten Wandungen des Mantels weniger Wärme abgeben kann als gesättigter, denn er condensirt sich erst an denselben, nachdem er sich in ihrer unmittelbaren Nähe bis zur Sättigungstemperatur abgekühlt hat. Ausserdem enthält auch ein in der Zeiteinheit durchströmendes Volumen überhitzten Dampfes nach § 13, 11 weniger Wärme, als ein gleiches Volumen gesättigten Dampfes.

Ueberhitzter Dampf.

Kesseldampf.

18) d. **Die Heizung der Cylinder mit Kesseldampf**, welcher den Mänteln durch eine besondere vom Hauptdampfrohr abgezweigte Rohrleitung zugeführt wird, ist die bei den heutigen Schiffsmaschinen fast durchgängig angenommene Einrichtung. Die Wirkung einer solchen Heizung des Cylinders auf die Vorgänge in seinem Innern sind

Fortsetzung siehe Seite 89.

Tabelle der Einrichtungen und Abmessungen der 5 amerikanischen Schiffsmaschinen.

Lfde. Nummer	Name des Schiffes	Zeit der Versuche	Maschine				Cylinder		
			Alter beim Versuch	System	Typ	Dampfmantel	Zahl	Durchmesser cm	Hub cm
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	**Dallas**	August 1874	neu	Einfach-Expansions-Niederdruck-Maschine	Hammermaschine mit Oberflächen-Condensator	Nicht gemantelt	1	91,4	76,2
2	**Dexter**	August 1874	neu	Einfach-Expansions-Hochdruck-Maschine	desgl.	Nicht gemantelt	1	66,0	91,4
3	**Gallatin**	Januar 1875	4 Jahre	Einfach-Expansions-Hochdruck-Maschine	desgl.	Cylinderhülle, Deckel und Boden gemantelt	1	86,6	76,2
4	**Bache**	Mai 1874	4 Jahre	Woolf'sche Maschine	desgl.	Nur der Niederdruck-Cylinder vollständig gemantelt, Hochdruck-Cylinder nicht gemantelt	2	40,6 H-Dr. 63,5 N-Dr.	61,0
5	**Rush**	August 1874	neu	Compound-Maschine	desgl.	Beide Cylinder vollständig gemantelt	2	61,0 H-Dr. 96,5 N-Dr.	68,6

Tabelle*) der Dampfverluste in den ohne Dampfmäntel arbeitenden Einfach-Expansionsmaschinen der Dampfer „Dallas“ und „Dexter“.

Bezeichnung der Maschine	Dampfer „Dallas“ mit Niederdruck			Dampfer „Dexter“ mit Mitteldruck			Dampfer „Dexter“ mit Hochdruck			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Dauer jedes Versuches in Stunden	1,52	1,55	1,60	1,32	1,20	0,92	2,92	1,42	34,50	0,65
Dampfdruck im Kessel in Pfd. engl. pro □″ engl. Ueberdruck	35,40	35,29	33,70	40,62	39,90	41,87	68,70	69,29	67,12	66,42
dt. dt. dt. in kg pro qcm Ueberdruck	2,49	2,48	2,37	2,85	2,80	2,94	4,83	4,87	4,71	4,64
Cylinderfüllungsgrad	0,133	0,197	0,288	0,262	0,381	0,452	0,183	0,233	0,248	0,333
Expansionsgrad unter Berücksichtigung des schädlichen Raumes	5,067	3,894	2,936	3,338	2,423	2,084	4,457	3,669	3,489	2,724
Kolbengeschwindigkeit in Fuss engl. pro Minute	243,50	284,50	322,50	304,80	331,20	364,20	339,00	385,80	366,00	436,80
dt. in Meter pro Sekunde	1,24	1,44	1,64	1,55	1,68	1,85	1,72	1,96	1,86	2,22
Indicirte Pferdestärke	137,96	186,80	242,80	124,27	161,85	196,19	185,87	228,07	218,97	292,37
Dampfverbrauch pro IP u. Stunde nach direkter Messung in Pfd. engl.	26,69	26,96	28,90	28,80	28,94	31,79	23,86	24,12	23,90	24,31
dt. dt. dt. dt. dt. dt. in kg	12,11	12,23	13,11	13,06	13,12	14,42	10,82	10,94	10,84	11,02
Dampfverbr. pro IP u. Stunde nach dem Indikatordiagr. in Pfd. engl.	19,20	20,72	21,20	18,85	18,66	20,33	16,23	17,24	16,33	18,54
dt. dt. dt. dt. dt. dt. in kg	8,71	9,39	9,62	8,55	8,46	9,22	7,36	7,82	7,41	8,41
Dampfverlust pro IP und Stunde in Pfd. engl.	7,49	6,24	7,70	9,95	10,28	11,46	7,63	6,88	7,57	5,77
dt. dt. dt. in kg	3,40	2,83	3,49	4,51	4,66	5,20	3,46	3,12	3,43	2,62
Procentsatz des Dampfverlustes vom gemessenen Dampfverbrauch	28,00	23,20	26,64	34,55	35,57	36,00	32,00	28,52	31,70	23,74
Kohlenverbrauch pro IP und Stunde in Pfd. engl.	—	3,42	—	—	—	—	—	—	3,13	—
dt. dt. dt. in kg	—	1,55	—	—	—	—	—	—	1,42	—

*) Engineering 1875. I. S. 129.

Tabelle*) der Dampfverluste in der mit und ohne Dampfmantel arbeitenden Einfach-Expansionsmaschine des Dampfers „Gallatin“.

Dauer jedes Versuchs im Mittel 2 Stunden	Niederdruck		Mitteldruck				Hochdruck			
	ohne Dampfmantel	mit Dampfmantel	ohne Dampfmantel	mit Dampfmantel	ohne Dampfmantel	mit Dampfmantel	ohne Dampfmantel	mit Dampfmantel	ohne Dampfmantel	mit Dampfmantel
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Dampfdruck im Kessel in Pfd. engl. pro □″ engl. Ueberdruck .	14,60	15,40	40,90	42,80	37,70	37,40	71,50	71,60	61,10	67,20
dt. dt. dt. in kg pro qcm Ueberdruck	1,02	1,22	2,87	3,00	2,65	2,63	5,02	5,03	4,29	4,72
Cylinderfüllungsgrad .	0,46	0,47	0,14	0,14	0,41	0,42	0,07	0,08	0,18	0,19
Expansionsgrad unter Berücksichtigung des schädlichen Raumes .	2,01	2,00	5,21	5,21	2,23	2,21	7,78	7,31	4,25	4,19
Kolbengeschwindigkeit in Fuss engl. pro Minute	200,10	206,30	231,00	230,10	278,70	291,10	261,60	255,50	306,80	343,50
dt. in Meter pro Sekunde	1,017	1,048	1,123	1,169	1,416	1,479	1,329	1,298	1,508	1,745
Indicirte Pferdestärke .	86,980	95,250	127,196	137,501	236,457	255,005	185,090	196,988	282,929	347,985
Dampfverbrauch pro IP u. Stunde nach direkter Messung in Pfd. engl.	40,37	33,34	26,70	24,02	28,10	26,52	25,03	20,49	23,99	21,48
dt. dt. dt. dt. dt. dt. in kg . . .	18,31	15,12	12,11	10,89	12,74	12,03	11,35	9,29	10,88	9,74
Dampfverbr. pro IP u. Stunde nach dem Indikatordiagr. in Pfd. engl.	25,62	25,97	18,49	17,23	22,21	21,43	17,50	15,67	16,95	17,18
dt. dt. dt. dt. dt. dt. in kg . . .	11,62	11,78	8,38	7,81	10,07	9,72	7,94	7,11	7,69	7,79
Dampfverlust pro IP und Stunde in Pfd. engl.	14,75	7,37	8,21	6,79	5,89	5,09	7,53	4,82	7,04	4,30
dt. dt. dt. in kg	7,14	3,34	3,72	3,08	2,67	2,31	3,41	2,18	3,35	1,94
Procentsatz des Dampfverlustes vom gemessenen Dampfverbrauch	36,54	22,10	30,74	28,26	20,96	19,19	30,08	23,52	29,34	20,02
Kohlenverbrauch pro IP und Stunde in Pfd. engl.	4,66	3,85	3,12	2,81	3,28	3,09	2,95	2,41	2.82	2,53
dt. dt. dt. in kg	2,11	1,74	1,41	1,27	1,48	1,40	1,34	1,09	1,28	1,15

*) Engineering 1876. I. S. 121.

Tabelle**) der Dampfverluste in der mit und ohne Dampfmantel arbeitenden Einfach-Expansionsmaschine bezw. Woolf'schen Maschine des Dampfers „Bache".

Dauer jedes Versuchs im Mittel 2 Stunden	Einfach-Expansionsmaschine						Woolf'sche Maschine					
	ohne Dampfmtl.	mit Dampfmtl.	ohne Dampfmtl.	mit Dampfmtl.	ohne Dampfmtl.	mit Dampfmtl.	ohne Dampfmtl.	mit Dampfmtl.	ohne Dampfmtl.	mit Dampfmtl.	ohne Dampfmtl.	mit Dampfmtl.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Dampfdruck im Kessel in Pfd. engl. pro □" engl. Ueberdruck	78,11	79,50	79,62	81,10	81,00	80,80	80,31	80,12	80,28	80,33	82,00	81,37
dt. dt. in kg pro qcm Ueberdruck	5,49	5,59	5,60	5,70	5,69	5,68	5,64	5,69	5,64	5,65	5,76	5,72
Gesammtfüllungsgrad	0,155	0,163	0,096	0,081	0,0475	0,042	0,177	0,174	0,150	0,109	0,109	0,059
Gesammtexpansionsgrad unter Berücksichtigung d. schädl. Raumes	5,32	5,11	7,62	8,57	11,82	12,62	5,634	5,73	6,658	9,20	9,146	16,85
Kolbengeschwindigkeit in Fuss engl. pro Minute	188,2	214,9	179,5	184,3	149,0	159,4	196,8	224,8	190,5	192,5	192,7	170,0
dt. in Metern pro Sekunde	0,956	1,092	0,912	0,937	0,757	0,810	1,000	1,142	0,968	0,978	0,979	0,864
Indicirte Pferdestärke	89,14	116,00	71,75	74,60	47,24	54,80	85,80	110,50	77,06	77,50	55,93	46,40
Dampfverbrauch pro IIP u. Stunde nach direkter Messung in Pfd. engl.	26,247	23,15	29,616	24,09	35,075	27,11	23,21	20,36	23,036	20,71	23,765	25,11
dt. dt. dt. dt. dt. dt. in kg	11,90	10,50	13,43	10,92	15,91	12,29	10,53	9,23	10,45	9,39	10,78	11,39
Dampfverbr. pro IIP u. Stunde nach dem Indikatordiagr.*) in Pfd. engl.	17,352	16,25	17,755	15,58	21,028	16,42	12,346	15,25	12,312	15,76	12,699	18,53
dt. dt. dt. dt. dt. dt. *) in kg	7,87	7,37	8,05	7,06	9,54	7,45	5,60	6,92	5,58	7,15	5,76	8,40
Dampfverlust pro IIP und Stunde in Pfd. engl.	8,895	6,90	11,861	8,51	14,047	10,69	10,864	5,11	10,724	4,95	11,066	6,58
dt. dt. dt. in kg	4,03	3,13	5,38	3,86	6,37	4,85	4,93	2,32	4,96	2,24	5,02	2,98
Procentsatz des Dampfverlustes vom gemessenen Dampfverbrauch	33,89	29,80	40,05	31,17	40,05	39,43	46,81	25,09	46,55	23,90	46,56	26,20
Kohlenverbrauch pro IIP und Stunde in Pfd. engl.	2,87	2,53	3,24	2,64	3,84	2,97	2,54	2,23	2,52	2,27	2,60	2,75
dt. dt. dt. in kg	1,29	1,15	1,47	1,19	1,74	1,35	1,15	1,01	1,14	1,03	1,18	1,24

*) Die in diesen Reihen mitgetheilten Zahlen beziehen sich auf das Indikatordiagramm des Niederdruckcylinders.

**) Engineering 1875. I. S. 14.

Tabelle*) der Dampfverluste in der mit Dampfmänteln arbeitenden Compound-Maschine des Dampfers „Rush“.

1	2	3
Dauer des Versuches in Stunden	55,00	6,00
Dampfdruck im Kessel in Pfd. engl. pro □″ engl. Ueberdruck	69,06	36,73
dt. dt. dt. in kg pro qcm Ueberdruck	4,85	2,58
Cylinderfüllungsgrad	0,143	0,182
Expansionsgrad unter Berücksichtigung des schädlichen Raumes	6,216	4,030
Kolbengeschwindigkeit in Fuss engl. pro Minute	318,60	249,70
dt. in Meter pro Sekunde	1,53	1,27
Indicirte Pferdestärke	266,55	168,65
Dampfverbrauch pro *IP* u. Stunde nach direkter Messung in Pfd. engl.	18,38	22,09
dt. dt. dt. dt. dt. dt. in kg	8,30	9,98
Dampfverbr. pro *IP* u. Stunde nach dem Indikatordiagr.**) in Pfd. engl.	13,52	16,94
dt. dt. dt. dt. dt. dt. **) in kg	6,13	7,68
Dampfverlust pro *IP* und Stunde in Pfd. engl.	4,86	5,15
dt. dt. dt. in kg	2,20	2,34
Procentsatz des Dampfverlustes vom gemessenen Dampfverbrauch	26,41	23,30
Kohlenverbrauch pro *IP* und Stunde in Pfd. engl.	2,43	—
dt. dt. dt. in kg	1,102	—

bereits § 15, 22—25 geschildert. Wie gross die Verringerung der Dampfverluste in den mit Kesseldampf geheizten Cylindern von Schiffsmaschinen wird, welche mit Oberflächen-Condensatoren arbeiten, zeigen am besten die Versuche, welche EMERY unter Leitung des Ingenieurs LORING von der Marine der Vereinigten Staaten im Jahre 1874 und 1875 auf 5 verschiedenen amerikanischen Zollkreuzern ausführte.

19) Die Einrichtungen und Cylinder-Abmessungen dieser Maschinen gehen aus der Tabelle auf Seite 85 hervor. Sämmtliche Versuche, deren Ergebnisse die vorstehenden Tabellen auszugsweise wiedergeben, fanden bei vertäutem Schiffe statt und zwar die mit dem Dampfer „Bache“ in Baltimore, die übrigen in Boston. Bei der „Bache“-Maschine stand der Hochdruckcylinder über dem Niederdruckcylinder, beide Kolben sassen also auf einer gemeinschaftlichen Stange. Die Maschine konnte mit abgekuppeltem Hochdruckcylinder, d. h. nur mit dem Niederdruckcylinder allein arbeitend, auch als Einfach-Expansionsmaschine benutzt werden. Die Cylinder der „Rush“-Maschine standen wie üblich nebeneinander. Amerikanische Versuche.

20) Aus den vorstehenden Tabellen folgt, dass der in den Einfach-Expansionsmaschinen und auch in der Woolf'schen Maschine beim Schlüsse aus den amerikanischen Versuchen.

*) Engineering 1875. I. S. 129.

**) Die in diesen Reihen mitgetheilten Zahlen beziehen sich auf das Indikatordiagramm des Niederdruckcylinders.

Betriebe ohne Dampfmäntel durchschnittlich zwischen 30—40 % des Gesammtdampfverbrauches betragende Dampfverlust auf im Mittel 20—30 % desselben zurückgeht, wenn die Damfmäntel benutzt werden. *Im Allgemeinen lässt sich also bei Condensationsmaschinen durch den mit Kesseldampf geheizten Dampfmantel eine mindestens 10 % betragende Dampfersparniss erreichen.* Diese Ersparniss würde noch grösser werden, wenn der Dampf den Mantel durchströmen könnte und nicht in demselben ruhen müsste, wie dies bei den vorstehenden Maschinen und auch heute noch bei den meisten Schiffsmaschinen der Fall ist. Die neuesten Dreifach-Expansionsmaschinen führt man aber, sofern sie überhaupt Dampfmäntel erhalten, aus dem unter 13) erwähnten Grunde schon vielfach so aus, dass der Dampf die Mäntel durchströmt. Die Wärme des aus den Mänteln abziehenden Dampfes wird zur Verdampfung von Seewasser benutzt, dessen Dämpfe, in den Condensator geleitet, destillirtes Wasser an Stelle des sonst aus See entnommenen salzigen, für die Speisewasserergänzung nöthigen, Zusatzwassers liefern. Das aus dem Manteldampf entstehende Condensationswasser fliesst in die Cysterne, um ebenfalls zur Speisung verwendet zu werden, während der noch verbleibende Dampfrest zur Erwärmung des Speisewassers dient.

Heisserer als Kesseldampf.

21) e. **Die Heizung der Cylinder mit heisserem als der Kesseldampf** hat sich bei allen in dieser Beziehung vorgenommenen Versuchen als ganz besonders empfehlenswerth herausgestellt. Von den vielen derartigen Untersuchungen seien hier nur drei zu verschiedenen Zeiten und in verschiedenen Ländern angestellte herausgegriffen. Es sind dies die Versuche von EMERY, DELAFOND und GUZZI.

Versuche von Emery.

22) *Die Versuche von Emery**) fanden im Januar 1875 auf dem Dampfer „Gallatin“ in Boston statt. Im Kessel wurde ein Dampfdruck von nahezu 5 kg/qcm Ueberdr. gehalten und in den Dampfmantel gelassen, während der in den Dampfcylinder tretende Dampf auf etwa 1 kg/qcm Ueberdr. gedrosselt wurde. Der Dampfmantel wurde von Zeit zu Zeit von seinem Dampfwasser durch Entwässern befreit.

Versuche von Delafond.

23) *Die Versuche von Delafond***) wurden im Jahre 1884 in den SCHNEIDER'schen Werkstätten in Creuzot an einer eincylindrigen stationären Corliss-Maschine von 55 cm Cylinderdurchmesser und 110 cm Hub vorgenommen, bei welcher nur der Cylinderkörper gemantelt war. Aus dem Kessel gelangte der Dampf in den Mantel mit 7 kg/qcm Ueberdruckspannung, in den Cylinder dagegen durch Drosselung nur mit etwa 4 kg/qcm Ueberdr. Das im Mantel

*) Engineering. 1876. I. S. 124.

**) Annales industrielles. Hefte vom 1. Februar bis 22. März 1885.

Tabelle der Dampfersparnisse bei Füllung der Dampfmäntel mit heisserem als dem Kesseldampfe.

Versuche, ausgeführt vom:	Emery in Amerika 1875.			Delafond in Frankreich 1884.			Guzzi in Italien 1886.	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Art der Versuche.	Dampfmantel nicht im Gebrauch.	Dampfmantel gefüllt mit Kesseldampf.	Dampfmantel gefüllt mit heisserem Dampf.	Dampfmantel nicht im Gebrauch.	Dampfmantel gefüllt mit Kesseldampf.	Dampfmantel gefüllt mit heisserem Dampf.	Dampfmantel gefüllt mit Kesseldampf.	Dampfmantel gefüllt mit heisserem Dampf.
Dauer der Versuche in Stunden	2,25	2,13	2,20	—	—	—	7,18	6,30
Dampfüberdruck im Cylinder in kg/qcm.	0,90	0,92	0,98	3,79	—	4,15	3,95	3,98
Dampfüberdruck im Dampfmantel in kg/qcm.	—	0,92	4,92	—	Kesseldruck	7,00	3,95	12,40
Temperatur des Eintrittsdampfes im Cylinder in ° C.	117,96	118,28	119,24	149,40	—	152,10	150,56	150,76
Temperatur des Dampfes im Mantel in ° C.	—	118,28	157,42	—	—	169,46	150,56	192,00
Temperatur-Unterschied zwischen Eintritts- und Manteldampf in ° C.	—	0	38,18	—	0	17,36	0	41,24
Cylinderfüllungsgrad	0,64	0,65	0,63	0,57	—	0,57	—	—
Indicirte Pferdestärke	90,17	97,87	102,91	133,70	—	162,80	25,67	25,90
Dampfverbrauch für die IP und Stunde in kg.	20,01	16,96	15,81	10,55	—	10,00	10,66	8,89
Dampfersparniss in Procenten desjenigen Verbrauches, welcher bei nicht angestellten Dampfmänteln auftritt	—	15,24	20,98	—	2,8	5,2	—	16,60*)

*) Diese Zahl giebt die Dampfersparniss in Procenten desjenigen Verbrauches, welcher bei der Heizung mit Kesseldampf entsteht.

entstehende Dampfwasser wurde durch eine selbstthätige Vorrichtung aus demselben abgelassen.

Versuche von Guzzi.

24) *Die Versuche von Guzzi**) wurden im Februar 1886 an einer stationären Maschine in Italien angestellt. In den Dampfmantel leitete er Dampf von 12,4 kg/qcm Ueberdruck, welchen er in einem für 15,5 kg/qcm Arbeitsdruck geprüften sehr kleinen Wasserrohrkessel von ähnlicher Bauart wie die Perkins-Kessel (siehe weiter hinten bei den Wasserrohrkesseln) erzeugte. Diesen kleinen Kessel brachte er in der Feuerung des grossen Kessels unter, welcher den Dampf für die Maschine zu liefern hatte und mit 4 kg/qcm Ueberdruck arbeitete. In den grossen Kessel wurde auch das sich bildende Mantelwasser geblasen.

Beeinträchtigung der Erfolge.

25) Nach den Ergebnissen dieser Versuche ist die Tabelle auf Seite 91 zusammengestellt, welche die dampfsparende Wirkung des Mantels in allen Fällen erkennen lässt, in denen er mit heisserem als dem Kesseldampfe gefüllt wurde. Die erzielten Erfolge würden auch hier noch bessere gewesen sein, wenn der Dampf im Mantel nicht bei sämmtlichen Versuchen geruht hätte, sondern durchgeströmt wäre.

Schlüsse aus den Versuchen.

26) Die Tabelle zeigt ganz allgemein, *dass sich durch Verwendung von Manteldampf, welcher etwa 40° heisser ist als der Cylinderdampf, unter sonst gleichen Verhältnissen in Condensationsmaschinen eine Dampfersparniss von ungefähr 20 %₀ erreichen lässt, gegenüber dem Verbrauche in nicht gemantelten Cylindern, und von etwa 10 %* (siehe 20) *gegenüber dem Verbrauche in Cylindern, welche mit Kesseldampf geheizt werden.* Da sich aber bei hochgespannten Dämpfen ohne beträchtliche Vermehrung der Gefahren ein so grosser Temperaturunterschied zwischen Cylinder- und Manteldampf nicht mehr gut herstellen lässt, so hat man den Vorschlag gemacht, den Mantel, statt mit Wasserdampf, mit Leinöldampf zu füllen, weil das Leinöl unter Atmosphärendruck erst bei 370° siedet.

Dampfverlust in den Mänteln.

27) **III. Dampfverluste in den Dampfmänteln.** Durch die Wärmeabgabe des den Mantel füllenden Dampfes an die Cylinderwand tritt innerhalb des Mantels eine Condensation des Dampfes und somit ein gewisser Dampfverlust ein, dessen Grösse verschiedentlich bestimmt wurde. Wie die nachstehend angeführten Versuche von LONGRIDGE, DELAFOND und DOERFEL ergeben, ist der Verlust durch Condensation des Dampfes im Mantel gegenüber dem durch die anfängliche Condensation des Dampfes im Cylinder verursachten Verlust immer verhältnissmässig gering, andernfalls würde ja auch der Dampfmantel ohne Nutzen sein müssen.

Versuche von Longridge.

28) *Die Versuche von Longridge***) wurden im Herbste 1881 mit einer stationären Compoundmaschine mit Condensation in Blackburne

*) Engineering. 1888. I. S. 222.

**) Engineering. 1882. I. S. 174, 220, 242 und 266.

Tabelle des Dampfverbrauchs in den Dampfmänteln einer Compoundmaschine.

Dauer jedes Versuchs im Mittel 7,63 Stunden	Ohne Dampfmäntel	Ohne Dampfmäntel	Nur mit Dampfmantel d. Hochdruckcylinders	Nur mit Dampfmantel der Zwischenkammer	Nur mit Dampfmtl. des Niederdruckcylinders	Mit allen Dampfmänteln	Mit allen Dampfmänteln
1	2	3	4	5	6	7	8
Dampfdruck im Kessel in Pfd. engl. pro □″ engl. Ueberdruck	89,4	88,8	89,0	88,9	88,4	89,8	87,8
dt. dt. in kg. pro qcm. Ueberdruck	6,28	6,24	6,25	6,24	6,21	6,31	6,17
Füllungsgrad im Hochdruckcylinder einschl. schädlicher Raum	0,294	0,293	0,279	0,275	0,272	0,235	0,285
Gesammtexpansionsgrad	8,27	8,29	8,58	8,71	8,78	9,82	8,49
Kolbengeschwindigkeit in Fuss engl. pro Minute	472,4	478,9	470,2	474,8	473,8	474,6	487,0
dt. in m. pro Sekunde	2,400	2,433	2,394	2,412	2,407	2,411	2,474
Indicirte Pferdestärke	313,62	314,29	313,48	318,67	314,63	313,78	338,02
Dampfverbrauch pro IP und Stunde in Pfd. engl.	16,87	16,97	16,26	17,29	17,54	17,00	17,16
dt. dt. dt. in kg.	7,65	7,69	7,37	7,84	7,95	7,71	7,78
Dampfverbrauch während d. ganzen Versuchs i. Dampfmantel d. Hochdruckcylinders in Pfd. engl.	13,30	5,00	827,50	40,00	10,00	752,50	780,00
dt. dt. dt. dt. in kg.	6,03	2,27	375,35	18,14	4,53	341,33	353,80
Dampfverbrauch während d. ganzen Versuchs im Dampfmantel d. Zwischenkammer in Pfd. engl.	10,00	17,50	170,00	970,00	10,00	990,00	900,00
dt. dt. dt. dt. in kg.	4,53	7,94	7,71	440,00	4,53	449,06	408,24
Dampfverbrauch während d. ganzen Versuchs i. Dampfmantel d. Niederdruckcylinders in Pfd. engl.	10,00	10,00	120,00	10,00	1057,50	1245,00	1140,50
dt. dt. dt. dt. in kg.	4,53	4,53	54,43	4,53	479,68	564,73	517,33
Dampfverbrauch während d. ganzen Versuchs zusammen in allen 3 Dampfmänteln in Pfd. engl.	33,30	32,50	1117,50	1020,00	1077,50	2987,50	2820,50
dt. dt. dt. dt. in kg.	15,10	14,74	506,89	462,67	488,75	1355,13	1279,37
Dampfverbrauch der Dampfmäntel pro IP und Stunde in Pfd. engl.	0,014	0,013	0,467	0,419	0,450	1,246	1,939
dt. dt. dt. in kg.	0,0063	0,0059	0,2113	0,1900	0,2041	0,5651	0,8795
Procentsatz des Dampfverbrauchs der Dampfmäntel vom gemessenen Dampfverbrauch	0,08	0,07	2,87	2,42	2,56	7,33	11,30
Kohlenverbrauch pro IP und Stunde in Pfd. engl.	1,88	1,96	1,86	1,89	1,92	1,85	2,04
dt. dt. dt. in kg.	0,85	0,89	0,84	0,85	0,87	0,84	0,92

angestellt. Der Hochdruckcylinder dieser Maschine besass 50,8 cm Durchmesser, der Niederdruckcylinder 86,3 cm und der Hub beider betrug 152,4 cm. Bei dieser Maschine waren die Seitenflächen beider Cylinder und der Zwischenkammer (Receiver) mit Dampfmänteln versehen, während die Cylinderböden und Deckel keine Dampfmäntel besassen. Die Dampfmäntel der einzelnen Cylinder und der Zwischenkammer liessen sich durch Ventile von einander absperren, so dass jeder von ihnen einzeln unter Ausschluss des andern in Gebrauch genommen und mit frischem Kesseldampfe versorgt werden konnte. Die Absperrventile zwischen den einzelnen Dampfmänteln hielten jedoch nicht recht dicht, woher sich der Dampfverbrauch in den Mänteln erklärt, welche nicht angestellt waren. Die bei diesen Versuchen erzielten Ergebnisse zeigt auszugsweise die Tabelle auf Seite 93. Es folgt aus derselben, dass der Dampfverbrauch der Mäntel 7,33 bis 11,30 % des Gesammtdampfverbrauches betrug.

Versuche von Delafond.

29) *Die Versuche von Delafond*, welche 1884 in Creuzot ausgeführt wurden (siehe unter 23), sind auszugsweise in der folgenden Tabelle zum Ausdrucke gekommen. Man kann aus dieser Zusammenstellung sofort ersehen, dass die durch den Dampfmantel herbeigeführte Dampfersparniss immer ein Vielfaches, meistens sogar ein sehr beträchtliches Vielfaches von dem im Mantel verbrauchten Heizdampf ist.

Tabelle des Dampfverbrauchs im Dampfmantel einer Einfach-Expansionsmaschine.

Art des Versuches		Maschine arbeitet: ohne Condensation			mit Condensation		
1		2	3	4	5	6	7
Dampfdruck im Kessel in kg/qcm Ueberdruck		7,75	5,50	3,50	7,75	5,50	3,50
Dampfverbrauch für die Pferdestärke und Stunde in kg.	ohne Dampfmantel	14,94	13,73	13,60	11,97	11,00	10,64
	mit Dampfmantel	12,07	12,37	12,64	9,72	10,12	10,43
Dampfersparniss durch Anwendung des Dampfmantels für die Pferdestärke und Stunde in kg.		2,87	1,36	0,96	2,25	0,88	0,21
Dampfverbrauch im Dampfmantel für die Pferdestärke und Stunde in kg.		0,302	0,210	0,139	0,292	0,304	0,147
Die Dampfersparniss betrug das nebenstehende Vielfache von dem Aufwande an Heizdampf für den Mantel		9,5	6,5	6,9	7,7	2,9	1,4

30) *Die Versuche von Doerfel* sind 1885 an einer zweicylindrigen Corliss-Compoundmaschine von 56 × 84 cm Cylinderdurchmesser und 120 cm Hub vorgenommen, welche die Prager Maschinenbau-Actien-Gesellschaft für eine Spinnerei erbaute. Hierbei wurde nach OTTO H. MÜLLER jun.*) der Dampfverbrauch im Dampfmantel bei einer indicirten Leistung der Maschine von 240 Pferdestärken zu etwa 7 % des Gesammtdampfverbrauches ermittelt. Versuche von Doerfel.

31) Nach den vorstehend mitgetheilten Zahlen lässt sich annehmen, *dass der Dampfverbrauch in den Mänteln gut construirter Compound-Schiffsmaschinen durchschnittlich etwa 7 bis 10 % des Gesammtdampfverbrauches betragen wird.* Steigt er, wie es wohl vorkommen mag, unter ungünstigen Verhältnissen auf 15—20 % des Speisewasserverbrauches, so nimmt damit der Nutzen des Dampfmantels sehr bedeutend ab. — Der Dampfverbrauch der Mäntel in Dreifach-Expansionsmaschinen ist unter 47) angegeben. Schlüsse aus diesen Versuchen.

32) **IV. Abnahme des Nutzens der Dampfmäntel.** Die dampfsparende Wirkung eines Dampfmantels kann sich auffallend verringern, ja praktisch fast gänzlich verwischen, wenn Verringerter Nutzen des Dampfmantels.

a) der Cylinder sehr gewaltige Abmessungen besitzt;
b) die Kolbengeschwindigkeit sehr gross wird;
c) die Füllung sehr beträchtlich ausfällt;
d) das Temperaturgefälle sehr klein wird;
e) die Cylinderschmierung eine sehr reichliche ist;
f) dem Eintrittsdampfe Luft zugeführt wird;
g) der zum Heizen benutzte Dampf eine niedrige Temperatur hat;
h) das Ausblasen des Mantelwassers unterbleibt.

33) a. **Einfluss der Grösse des Cylinders.** Je grösser der Durchmesser des Cylinders, um so kleiner wird die Heizfläche des Mantels im Verhältniss zu dem eingeschlossenen Dampfvolumen. Ein Cylinder von 0,5 m Dmr. und 1 m Hub z. B. besitzt eine Mantelfläche von $0,5 \cdot \pi \cdot 1 = 1,57$ qm; hierzu die Boden- oder Deckelfläche mit $\frac{\pi}{4} 0,5^2 = 0,196$ qm, was eine Gesammtinnenfläche von 1,766 qm ergiebt. Das den Cylinder füllende Dampfvolumen, welches auf einer Seite von dem beständig abkühlend wirkenden Kolben begrenzt wird, beträgt 0,196 cbm, so dass auf je 1 cbm Dampf 9,01 qm Innenfläche entfällt. Hat der Cylinder aber 3 m Dmr. bei 1 m Hub, so stellt sich seine Gesammtinnenfläche auf 16,5 qm, sein Inhalt auf 7,07 cbm; er hat nur noch 2,33 qm Innenfläche auf 1 cbm Dampfinhalt. *Der Heizmantel des kleineren Cylinders ist also 2,33 : 9,01 = 3,85 mal wirksamer als der des grossen.* Cylindergrösse.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1887. S. 526.

Kolben-geschwindigkeit.

34) b. **Einfluss der Kolbengeschwindigkeit.** Hat der Kolben des kleinen Cylinders nur eine Geschwindigkeit von 1 m in der Sekunde, wie bei den älteren Maschinen üblich, so füllt sich der Cylinder in 1 Sekunde gerade einmal, und auf 1 cbm sekundlich in dem Cylinder befindlichen Dampfes kommen, wie vorhin festgestellt war, 9,01 qm Innenfläche. Besitzt hingegen der Kolben des grossen Cylinders 3 m Kolbengeschwindigkeit, wie bei neueren Maschinen ganz gebräuchlich, so wechselt das Dampfvolumen dieses Cylinders in 1 Sekunde dreimal, und auf 1 cbm sekundlichen Dampfvolumens kommt nur noch eine Innenfläche von 0,77 qm. *Der Mantel des kleineren Cylinders ist demnach unter sonst gleichen Verhältnissen bei der geringeren Kolbengeschwindigkeit 0,77 : 9,01 = 11,8 oder rund 12 mal wirksamer als der des grossen Cylinders bei der grösseren Kolbengeschwindigkeit.* — Derselbe Schluss lässt sich aus der auf Seite 87 stehenden Tabelle über die Versuche mit der Maschine des Dampfers „Gallatin“ ziehen. Während hier die Verluste bei wenig mehr als 1 m Kolbengeschwindigkeit im Betriebe ohne Dampfmantel 36 % gegen 22 % mit Dampfmantel betrugen, also 14 % weniger zu Gunsten des Dampfmantels, stellt sich dieser Unterschied bei $1\frac{1}{2}$ bis $1\frac{3}{4}$ m Kolbengeschwindigkeit nur noch auf 29 — 20 = 9 % zu Gunsten des Dampfmantels; trotzdem im letzteren Fall der Anfangsdruck etwa viermal höher und die Füllung beinahe dreimal kleiner als im ersteren war, somit bei diesem die vom Heizdampf des Mantels auszugleichende Temperaturdifferenz zwischen Eintrittsdampf und Cylinderwand auch viel grösser sein musste, als bei jenem.

Füllungsgrad.

35) c. **Einfluss des Füllungsgrades.** Die meisten neueren Schiffsmaschinen mit einstufiger Expansion besitzen eine Zweischiebersteuerung, bei welcher der Expansionsschieber die Dauer der Füllung, der Grundschieber aber die der Ausströmung bestimmt. Die bei verständigem Betriebe stets auf „Volldampf“ gestellte Grundschiebersteuerung ergiebt für alle mit dem Expansionsschieber erzielbaren Füllungsgrade dieselbe Dauer der Ausströmung oder, was dasselbe ist, die gleiche Dauer des schädlichen Nachdampfens. Findet in einem Cylinder die Condensation einer gewissen Dampfmenge statt, so wird sie sich nach und nach vergrössern, bis sie denjenigen Betrag erreicht, welcher während der Dauer der Ausströmung nachzudampfen vermag. Da nach dem vorstehenden die Nachdampfmenge im allgemeinen als gleichbleibend anzusehen ist, so folgt, dass der durch Condensation im Cylinder entstehende Dampfverlust um so fühlbarer wird, je geringer die Füllung ist, wie schon § 16, 7 ausgeführt und auch von CLARK*) 1852 durch seine

*) D. K. CLARK. Railway machinery. London 1852.

Versuche an Lokomotiven nachgewiesen wurde. *Für grössere Füllungen wird daher der Dampfverlust einen kleineren Procentsatz des Gesammtdampfverbrauches bilden, und um so weniger kann sich auch die Wirkung des Dampfmantels geltend machen.*

36) d. **Einfluss des Temperaturgefälles.** Bei den Einfach-Expansionsmaschinen, welche mit einer Kesselspannung von 6 kg/qcm Ueberdruck arbeiteten, trat der Dampf mit 160° in den Cylinder und entwich mit etwa 80 bis 60° in den Condensator. Der Unterschied zwischen Ein- und Austrittstemperatur des Dampfes oder sein Temperaturgefälle betrug also ungefähr 80 bis 100°. In die Hochdruckcylinder der neuesten Dreifach-Expansionsmaschinen mit 10 bis 12 kg/qcm Kesselspannung gelangt der Dampf mit etwa 180° bis 190° und geht aus den Niederdruckcylindern mit ebenfalls etwa 80 bis 60°. Sein Temperaturgefälle, auf die drei Cylinder gleichmässig vertheilt, beträgt also nur etwa 30 bis 40° für jeden Cylinder, und dementsprechend kühlt sich auch die Cylinderwand während eines Kolbenspieles im zweiten Falle weniger ab, als im ersten. Fehlt der Dampfmantel, so würde der durch Condensation eintretende Dampfverlust in der Einfach-Expansionsmaschine viel grösser sein müssen, als in der Dreifach-Expansionsmaschine mit dem viel kleineren Temperaturgefälle. Aus diesen Erwägungen geht hervor, *dass der Dampfmantel für die heutige, schnelllaufende, mehrstufige Expansionsmaschine nicht mehr die Bedeutung hat, wie früher für die langsamgehende Einfach-Expansionsmaschine, und dass er, wenn man vielleicht in Zukunft zu vielstufigen Expansionsmaschinen mit noch grösseren Kolbengeschwindigkeiten übergeht, wieder vollständig entbehrt werden kann.* Temperaturgefälle.

37) *Die Versuche von Longridge* mit der Compound-Maschine bestätigen den vorstehenden Schluss, denn sie zeigen nach der Tabelle auf Seite 93, dass es für den Dampfverbrauch nicht nur fast gleichgültig war, ob die Maschine mit oder ohne Dampfmäntel arbeitete, sondern dass sich sogar noch ein geringerer Dampfverbrauch beim Betriebe der Maschine mit vollständig abgesperrten Dampfmänteln heraus stellte. Wenn nun hieraus auch nicht abgeleitet werden kann, dass die Dampfmäntel der Compoundmaschinen in allen Fällen unwirksam sind, so lässt sich doch erkennen, dass die Dampfverluste durch die innere Condensation in den Cylindern, durch das Ueberströmen des Dampfes vom Hochdruck- in den Niederdruckcylinder und durch den Verbrauch an Heizdampf in den Mänteln leicht einen Betrag erreichen können, welcher dem Dampfverlust in nicht mit Dampfmänteln versehenen Cylindern gleichkommt. Versuche von Longridge.

38) Bei diesen Versuchen wurde auch die bei jedem Hube auf 1 qm der berührten Wandfläche condensirende Dampfmenge wie folgt festgestellt: Condensirende Dampfmenge.

BAYERISCHE STAATS-BIBLIOTHEK MUENCHEN

Tabelle der bei jedem Hube an 1 qm Wandfläche condensirenden Dampfmenge in der Compoundmaschine von Longridge.

Bezeichnung der Wandfläche.	Flächeninhalt qm	Innere Temperatur ° C.	Aeussere Temperatur ° C.	Temperaturunterschied ° C.	Condensirende Dampfmenge kg	Durchtretende Wärmemenge W. E.
1	2	3	4	5	6	7
Dampfrohr	11,33	164,5	32,8	131,7	0,0371	3,72
Hochdruckschieberkasten . . .	1,07	164,5	21,7	142,8	0,0039	0,44
Hochdruckcylinder - Deckel und -Boden (nicht gemantelt) . . .	0,41	132,2	21,7	110,5	0,0009	0,11
Hochdruckcylinder - Seitenflächen (gemantelt)	2,51	164,5	21,7	142,8	0,0088	0,88
Ueberströmungsrohr u. Zwischenkammerdeckel und Boden (nicht gemantelt)	1,56	110,5	30,0	80,0	0,0029	0,33
Zwischenkammer - Seitenflächen (gemantelt)	2,77	164,5	21,7	142,8	0,0093	0,94
Niederdruckschieberkasten (nicht gemantelt)	1,24	110,0	21,7	88,3	0,0015	0,16
Niederdruckcylinder - Deckel und -Boden (nicht gemantelt) . .	1,17	78,9	21,7	57,2	0,0015	0,16
Niederdruckcylinder-Seitenflächen (gemantelt)	4,22	164,5	21,7	142,8	0,0156	1,77

Behauptung von Rankine.

39) Aus der Tabelle auf Seite 93, nach welcher die Compoundmaschine beim Betriebe mit nur am Hochdruckcylinder geheizten Dampfmantel 7,37 kg Dampf für 1 *IIP* und Stunde verbrauchte, wogegen sie mit nur am Niederdruckcylinder geheizten Dampfmantel 7,95 kg für dieselbe Leistung erforderte, zieht LONGRIDGE den Schluss, dass, falls man zur Ersparung von Anlagekosten oder Maschinengewicht nur *einen* Cylinder der Compoundmaschine manteln wolle, dieses der Hochdruckcylinder sein müsse. Er befindet sich dabei in Uebereinstimmung mit RANKINE*), welcher ausführt, dass man bei einigen Compoundmaschinen, deren Hochdruckcylinder allein gemantelt war, keine bemerkenswerthe innere Condensation des Dampfes gefunden habe. Hieraus schliesst er, dass der vom Hochdruck- zum Niederdruckcylinder überströmende Dampf entweder vom Hochdruckcylinder direct oder später von demselben indirect eine gewisse Wärmemenge empfängt, welche letztere durch Leitung von dem Hochdruckcylinder in den mit ihm verbundenen Niederdruckcylinder überströmt, und dass diese Erwärmung des Dampfes ihn vor Abkühlung und Condensation bewahrt. Bedenkt man aber, dass man heute um eine 16jährige Erfahrung reicher ist, als RANKINE seinerzeit war, und betrachtet namentlich die Zahlen der letzten Tabelle von LONGRIDGE, sowie die Ergebnisse der

*) W. J. M. RANKINE. A manual of the steam engine. London 1873. S. 396.

Versuche von EMERY und DONKIN & SALTER, so lässt sich der obige Schluss nicht mehr aufrecht erhalten.

40) Der vorstehend angeführte *eine* Versuch von LONGRIDGE kann zunächst nicht als überzeugend angesehen werden, weil die Absperrventile der Dampfmäntel bei seiner Maschine nicht dicht hielten. So traten während des Versuches mit geheiztem Hochdruckcylinder etwa 5 kg Dampf in den abgesperrten Mantel des Niederdruckcylinders, während beim Versuche mit geheiztem Niederdruckcylinder etwa 50 kg oder zehnmal so viel Dampf in den abgestellten Mantel des Hochdruckcylinders gelangen konnten. Ferner fand im Niederdruckcylinder ein kleineres Temperaturgefälle als im Hochdruckcylinder statt, während bei den meisten Compoundmaschinen das grössere Temperaturgefälle im Niederdruckcylinder herrscht, und endlich waren bei der Versuchsmaschine die Cylinder- und Zwischenkammer-Deckel und -Böden ungemantelt. — Hierzu kommt noch, dass der Dampf, welcher sich im ungemantelten Hochdruckcylinder niederschlägt, darin zum grössten Theile während der Ausströmung wieder verdampft und in den Niederdruckcylinder strömt, wo er allerdings mit geringerem Druck, aber auf eine viel grössere Kolbenfläche wirkend, noch nutzbare Arbeit leistet, wogegen der Nachdampf des ungemantelten Niederdruckcylinders in den Condensator geht und verloren ist. Widerlegung von Longridge.

41) *Aus den Versuchen von Emery* (siehe die Tabellen auf Seite 86 bis 89) geht hervor, dass nach den Ergebnissen mit der Woolf-schen Maschine des Dampfers „Bache", und der Compoundmaschine des Dampfers „Rush" der nicht gemantelte Hochdruckcylinder der ersteren deren Wirthschaftlichkeit ebensowenig verminderte, wie der gemantelte Hochdruckcylinder die der letzteren vermehrte. Ein Vergleich der vollständig gemantelten Compoundmaschine des Dampfers „Rush" (siehe die Tabelle auf Seite 89, Colonne 2) mit der nicht gemantelten Einfach-Expansionsmaschine des Dampfers „Dexter" (siehe die Tabelle auf Seite 86, Colonne 8) zeigt unter gleichen Verhältnissen eine Dampfersparniss zu Gunsten der ersteren von 22,94 %; wogegen die Maschine der „Bache" als Woolf'sche Maschine (siehe die Tabelle auf Seite 88, Colonne 9) mit nur geheiztem Niederdruckcylinder verglichen mit ihrer Leistung als Einfach-Expansionsmaschine d. h. beim Betriebe mit dem Niederdruckcylinder allein, wenn dessen Dampfmantel nicht geheizt wurde (siehe dieselbe Tabelle, Colonne 2), eine Dampfersparniss von 22,54 % erreichte. Ferner zeigt die „Bache"-Maschine beim Gebrauche als Woolf'sche Maschine mit geheiztem Dampfmantel des Niederdruckcylinders (siehe die Tabelle auf Seite 88, Colonne 9) gegenüber ihrem als Einfach-Expansionsmaschine allein arbeiten- Versuche von Emery.

den und ebenfalls geheizten Niederdruckcylinder (siehe dieselbe Tabelle Colonne 3) eine Dampfersparniss von 12,19 %; wogegen die in beiden Cylindern gemantelte Compoundmaschine des Dampfers „Rush“ gegenüber der „Dexter“-Maschine (falls diese mit Dampfmantel in derselben Weise wirthschaftlicher gearbeitet hätte, als sich aus den gleichen Versuchen mit der „Bache“-Maschine ergiebt) eine Dampfersparniss von 12,65 % aufweist, so dass der Vortheil, welchen die „Rush“-Maschine durch ihren gemantelten Hochdruckcylinder gegenüber der „Bache“-Maschine mit ungemanteltem Hochdruckcylinder besitzt, sich zu 12,65 - 12,19 = 0,46 % Dampfersparniss berechnet. Aus beiden Vergleichen folgt daher, dass der gemantelte Hochdruckcylinder der „Rush“-Maschine gegenüber dem nicht gemantelten der „Bache“-Maschine keine nennenswerthe Dampfersparniss herbeiführte und man daher berechtigt ist, den Hochdruckcylinder ohne Dampfmantel auszuführen.

Versuche von Donkin & Salter.

42) *Die Versuche von Donkin und Salter*)* fanden an der ihnen gehörenden, in ihrer Fabrik zu Bermondsey bei London aufgestellten Woolf'schen Maschine, von 15,2 × 25,4 cm Cylinderdurchmesser und 30,4 cm Hub, statt, welche mit allen Einrichtungen für Versuchszwecke ausgestattet ist. Nach LÜDERS**) stellt diese Firma schon seit den sechsziger Jahren mit den von ihr erbauten Dampfmaschinen regelrechte Untersuchungen an. DONKIN und SALTER bedienen sich bei ihren Versuchen der calorimetrischen Messung, indem sie die für 1 *IP* und Stunde mit dem Condensationswasser abfliessenden Wärmeeinheiten durch genaue Messung des Einspritzwassers und des Condensationswassers sowie der Temperaturen beider ermitteln. Ein Vergleich mit der für 1 *IP* und Stunde in die Maschine eintretenden Wärmemenge giebt sodann ein Maass für die Ausnutzung (siehe § 17). Da die durch Strahlung und äussere Abkühlung verursachten Abgänge bei derselben Maschine immer gleich sind, so ist diese Versuchsweise ziemlich genau.

Schlüsse aus den Versuchen.

43) Die nachstehende Tabelle enthält von jeder Versuchsreihe immer nur die beiden besten Versuche, d. h. diejenigen beiden, bei welchen die kleinste Wärmemenge verloren ging. Die in der vorletzten Zeile angegebenen Mittelwerthe sind das arithmetische Mittel der ganzen Versuchsreihe, welche z. B. bei dem Betriebe mit geheiztem Dampfmantel des Niederdruckcylinders allein 82 Einzelversuche umschliesst. Jeder einzelne Versuch dauerte $1/2$ Stunde, während desselben wurde die mit dem Condensationswasser abfliessende Wärmemenge in jeder Minute gemessen. Wie aus diesen Ver-

*) Engineering 1886. II. S. 487 u. 577.

**) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1882. S. 239.

Tabelle der Versuche von Donkin & Salter mit einer Woolf-schen Maschine.

Art der Versuche.	Ohne Dampfmäntel.		Nur mit Dampfmantel des Hochdruckcylinders.		Nur mit Dampfmantel des Niederdruckcylinders.		Mit beiden Dampfmänteln.	
Dampfleitung zum Mantel.	—		Der Dampf trat zuerst in den Mantel und dann durch das Absperrventil in den Hochdruckschieberkasten.		Der Dampf konnte den Mantel durchströmen.		Der Dampf ging zuerst durch den Mantel des Niederdruckcylinders, dann durch den des Hochdruckcylinders und hierauf durch das Absperrventil in den Hochdruckschieberkasten.	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Dampfüberdruck in kg/qcm . . .	3,00	3,00	3,00	3,00	2,80	2,80	2,90	3,10
Indicirte Pferdestärke	4,91	5,79	8,84	8,03	8,72	9,82	6,50	7,01
Minutliche Umdrehungen der Maschine	98,17	96,61	97,50	97,93	106,80	101,30	93,32	103,40
Expansionsgrad	8,38	7,54	7,01	7,73	9,74	8,38	13,10	13,10
Mit dem Condensationswasser bei dem betreffenden Versuche abfliessende Wärme in W. E.*) .	525	533	418	420	380	383	347	348
Mittelwerth dieser Wärme aus sämmtlichen Versuchen der betreffenden Reihe in W. E. . .	563		419		400		378	
Mantelwasser für 1 IP und Stunde in kg	—	—	0,024	0,029	0,036	0,029	0,049	0,049

suchen hervorgeht, flossen beim Betriebe mit allein geheiztem Hochdruckcylinder minutlich im Mittel 419 W. E. mit dem Condensationswasser ab, während durchschnittlich nur 400 W. E. beim Betriebe mit allein geheiztem Niederdruckcylinder verloren gingen, so dass sich der letztere Betrieb um fast 5 % wirthschaftlicher erweist. Wenn also bei Zweifach-Expansionsmaschinen die Mantelung nur eines Cylinders in Frage kommt, dann ist es *entschieden vortheilhafter, den Niederdruckcylinder zu manteln, als den Hochdruckcylinder.*

44) *Mantelung der Hochdruckcylinder.* Die heutige Praxis befindet sich mit den vorstehenden Erörterungen im Grossen und Ganzen im Einklange, denn in neuerer Zeit werden die Hochdruckcylinder von Compound-, sowie von Dreifach- und Vierfach-Expansionsmaschinen, welche mit hohen Dampfspannungen, grossen Füllungen

Dampfmäntel der Hochdruckcylinder.

*) Die W. E. sind nach englischem Maasssystem festgestellt, will man sie in W. E. nach dem metrischen System umrechnen, so wären die betreffenden Zahlen mit 0,555 zu multipliciren.

und beträchtlichen Kolbengeschwindigkeiten laufen, meistens nur mit einer guten, die Wärme möglichst schlecht leitenden Bekleidung, aber nicht mit einem Dampfmantel versehen, weil man dem Dampf in diesen Cylindern eine gewisse Menge Feuchtigkeit erhalten will. Die Feuchtigkeit des Dampfes schmiert die glatten Schieber- und Cylinderflächen und benetzt die Packungen der Kolbenstangenstopfbüchsen bezw. bei Metallpackungen die äusserste vorgelegte Flechte, erlaubt daher eine Einschränkung im Gebrauche sonstiger Schmiermittel, welche bei den hohen Dampftemperaturen einerseits sehr wenig nützen, weil sie zu schnell verflüchtigt werden, andererseits aber mit dem Speisewasser in die Kessel gelangend sich unter gewissen Verhältnissen auf den Feuerbüchsen- und Rauchkammerdecken als unlösliche Seifen absetzen und, wie später auseinandergesetzt wird, die Gefahr des Durchbeulens dieser Decken nahelegen. — Diese Dampfschmierung, welche wahrscheinlich auf der Anziehung zwischen den Wassertheilchen und dem Metall beruht, war in den gemantelten Hochdruckcylindern älterer mit geringeren Dampfspannungen arbeitender und langsamer laufenden Compoundmaschinen immer eine vollkommen ausreichende; in den gemantelten Hochdruckcylindern neuerer, mit hohen Dampfspannungen betriebener, schnelllaufender Dreifach-Expansionsmaschinen scheint sie indessen nicht mehr in genügendem Maasse vorhanden zu sein, wesshalb die Mantelung dieses Cylinders besser unterbleibt. — Bemerkt sei, dass auch RANKINE *) die Schmierung der Cylinder durch die Dampffeuchtigkeit als wünschenswerth hinstellt.

Dampfmäntel der Mitteldruckcylinder.

45) *Mantelung der Mitteldruckcylinder.* Den Mitteldruckcylinder umgeben einige Constructeure nicht mit einem Dampfmantel, während andere für diesen Cylinder den Dampfmantel nicht entbehren zu können glauben. Falls man nicht mit dem Maschinengewicht in enge Schranken verwiesen ist, dürfte sich die Mantelung des Mitteldruckcylinders bei Dreifach-Expansionsmaschinen im Allgemeinen empfehlen. Sehr empfindlich wird ein nicht gemantelter Mitteldruckcylinder niemals auf die Vergrösserung des Dampfverlustes einwirken können, da nach dem unter 40) Gesagten der in demselben entstehende Nachdampf noch im Niederdruckcylinder zur Nutzarbeit angehalten wird.

Dampfmäntel der Niederdruckcylinder.

46) *Mantelung der Niederdruckcylinder.* Der Niederdruckcylinder erhält gewöhnlich einen Dampfmantel, denn einmal ist in ihm das Temperaturgefälle bei den meisten Maschinen am grössten, der Unterschied zwischen der Temperatur des Eintrittsdampfes und der Cylinderwand und damit auch die innere Condensation

*) W. J. M. RANKINE. A manual of the steam engine. London 1873. S. 396.

am bedeutendsten. Die beträchtlichen Nachdampfmengen, welche im nicht gemantelten Cylinder erst während der Ausströmung entstehen, würden ohne Arbeitsleistung in den Condensator gehen und empfindliche Dampfverluste herbeiführen. Es ist daher unter allen Umständen räthlich, den Niederdruckcylinder zu manteln. Dieser Mantel wird entweder aus der Kammer zwischen Hoch- und Niederdruckcylinder bei Compoundmaschinen bezw. aus derjenigen zwischen Mittel- und Niederdruckcylinder bei Dreifach-Expansionsmaschinen mit Dampf versehen, oder es führt ein mit Reducirventil ausgerüstetes Zweigrohr vom Hauptdampfrohr zu dem Mantel, in welchen der Dampf dann mit einem der Eintrittsspannung im Cylinder entsprechenden Druck eingelassen wird. Nach den unter 25) angeführten Versuchen von EMERY, DELAFOND und GUZZI müsste es indessen zur Erhöhung der Wirksamkeit des Niederdruckcylindermantels sehr wesentlich beitragen, wenn die Festigkeitsrücksichten seine Füllung mit Kesseldampf zuliessen, und wenn dieser Dampf den Mantel durchströmen könnte.

47) Bei Dreifach-Expansionsmaschinen mit *sehr hohen* Kolbengeschwindigkeiten und *sehr grossen* Füllungen, bei denen es, wie z. B. bei Torpedobootsmaschinen, besonders auf ein möglichst geringes Maschinengewicht ankommt, lässt man auch am Niederdruckcylinder den Dampfmantel fort, und zwar, wie die Erfahrung gelehrt hat, ohne dass sich die hierdurch entstehenden Dampfverluste besonders stark fühlbar gemacht hätten. In jüngster Zeit sind auch in England für Frachtdampfer verschiedentlich Dreifach- und Vierfach-Expansionsmaschinen, mit 2,0 bis 2,5 m Kolbengeschwindigkeit und etwa 0,6 Füllung in jedem Cylinder, gänzlich ohne Dampfmäntel ausgeführt, mit welchen gegenüber den gewöhnlichen Compoundmaschinen mit Dampfmänteln immer noch sehr gute wirthschaftliche Erfolge erzielt wurden. — Hiernach scheint KIRK, welcher 1882 nach den Probefahrten des Dampfers „Aberdeen" mit der ersten brauchbaren Dreifach-Expansionsmaschine behauptete, der in den Cylindern derselben auftretende Dampfverlust würde bei Abstellung der Dampfmäntel nicht grösser sein als der Dampfverlust in der mit geheizten Cylindern arbeitenden Maschine plus dem Dampfverbrauche der Mäntel, schon damals das Richtige getroffen zu haben. Bei der „Aberdeen"-Maschine war der Hochdruckcylinder ungemantelt, während der Mitteldruck- und Niederdruckcylinder einen Dampfmantel besassen. In den des ersteren strömte der Dampf mit 2 kg/qcm, in den des letzteren mit 0,66 kg/qcm Ueberdr. Nach sorgfältigen Messungen bei den Probefahrten stellte KIRK den Dampfverbrauch der beiden Mäntel zusammen zu 3,75 % des grössten, im Hochdruckcylinder durch das Indikatordiagramm nachweisbaren Dampfgewichtes fest. Man wird

Weglassung der Dampfmäntel.

daher nicht fehl greifen, *wenn man den Dampfverbrauch der Mäntel in gut construirten Dreifach-Expansionsmaschinen im besten Falle zu etwa 5 % ihres Gesammtdampfverbrauches schätzt.*

Cylinderschmierung.

48) e. **Einfluss der Cylinderschmierung.** Gleichzeitig mit ihren unter 42) mitgetheilten Versuchen verbanden DONKIN und SALTER Untersuchungen über den Werth der Cylinderschmierung, wobei sie ermittelten, dass der Wärmeverlust in ihrer Woolf'schen Maschine bei sehr reichlicher Schmierung in beiden Cylindern, wenn kein Dampf in die Mäntel gelassen wurde, um nahezu 2 % geringer war, als wenn diese Maschine mit angestellten Dampfmänteln ohne jegliche Cylinderschmierung lief. Diese Erscheinung findet ihre Erklärung in dem Umstande, dass sich bei sehr reichlicher Schmierung der Cylinder deren innere Wandungen mit einer Fettschicht überziehen, welche anfänglich die schnelle Wärmeabgabe des Eintrittsdampfes an diese Wandungen und damit die Bildung eines grösseren Wasserbeschlages auf ihnen ebenso verhindert, wie sie später die Wärmeausstrahlung der Cylinderwände begünstigt, wodurch das Nachdampfen fast vollständig in die Expansionszeit verlegt wird. Wahrscheinlich ist deshalb auch die bei Probefahrten fast allgemein übliche, mehr als verschwenderische Cylinderschmierung bis zu einem gewissen Grade daran schuld, dass später im gewöhnlichen Maschinenbetriebe nie wieder dieselben günstigen wirthschaftlichen Erfolge, wie bei jener, erzielt werden können. Die Mittheilung eines tabellarischen Auszuges dieser sehr interessanten Versuche ist hier unterblieben, weil man nach 44) die Cylinderschmierung mit Fetten nach Möglichkeit zu beschränken sucht, wesswegen die durch reichliche Schmierung erzielbare Dampfersparniss, ganz abgesehen von den Kosten derselben, für die Praxis ohne Belang ist.

Belufteter Dampf.

49) f. **Einfluss der Beluftung des Dampfes.** Wie § 14, 7 (Seite 66) bereits erwähnt ist, wird die Condensation des Dampfes an kälteren Cylinderwänden durch die Gegenwart von Luft wesentlich vermindert, woraus folgt, dass mit der letzteren auch die Wirksamkeit des Mantels abnehmen muss. Die Frage, inwieweit es praktisch empfehlenswerth ist, hochgespanntem Dampf vor seinem Eintritt in die Cylinder von Schiffsmaschinen Luft zuzupumpen, ist § 14, 11 bereits erörtert worden. Da hiernach die Beluftung des Dampfes nur für Auspuffmaschinen Bedeutung erlangen kann, so ist auch an dieser Stelle von einer näheren Mittheilung der § 14 kurz angeführten Versuche Abstand genommen.

Heizdampf-Temperatur.

50) g. **Einfluss der Temperatur des Heizdampfes.** Je kälter der Heizdampf des Mantels, um so niedriger ist die mittlere Temperatur der Cylinderwand, um so weniger wird daher auch die Bildung eines Wasserbeschlages in der Füllungsperiode eingeschränkt, und um so mehr

erfolgt das Nachdampfen während des Ausströmens. Der Dampfmantel, welcher mit heisserem als dem Kesseldampfe geheizt, wie die in der Tabelle auf Seite 91 zusammengestellten Versuche zeigen, auf der Höhe seiner Leistungsfähigkeit steht, wird daher bei einer Heizung mit kälterem als dem Kesseldampf immer ungünstige Erfolge aufweisen müssen.

51) h. **Einfluss der mangelhaften Entwässerung.** Das im Mantel durch die Wärmeabgabe des ruhenden Dampfes entstehende Condensationswasser muss zeitweise durch Ausblasen in den Condensator entfernt werden. Bleibt es im Mantel stehen, so wird die Cylinderwand nicht nur nicht mehr gewärmt, sondern es wird ihr von diesem Wasser beständig eine grössere Wärmemenge entzogen. Ein Cylinder, dessen Dampfmantel mit Wasser gefüllt ist, arbeitet daher mit grösseren Dampfverlusten, als ein Cylinder ohne Dampfmantel. Hierzu kommt, dass das im Mantel auch nach dem Abstellen der Maschine stehengebliebene Wasser beim späteren Wiederanwärmen derselben die Erwärmung der von ihm bedeckten Cylindertheile durch den eingelassenen Dampf verhindert, wodurch ungleiche Ausdehnungen in den Arbeitscylindern und den Cylinderhüllen hervorgerufen werden, die schon oft die Veranlassung von Sprüngen und Rissen in den Cylinderwandungen gewesen sind. Mangelhafte Entwässerung.

52) Leider ist die Ansammlung von Wasser im Dampfmantel, herbeigeführt durch verabsäumtes Ausblasen seitens der Maschinisten, eine nach den Erfahrungen KIRK's*) sehr oft vorkommende Erscheinung. Um sie einzuschränken, hat man bei Hammermaschinen an einer geeigneten, leicht sichtbaren und möglichst tiefen Stelle des Dampfmantels einen Wassersammler mit Wasserstandsglas angebracht, so dass die Wasserbildung beständig verfolgt werden kann. Bei horizontalen Maschinen nützt eine solche Einrichtung indessen sehr wenig, weil sie tief unten in der Bilge liegend unsichtbar ist, weshalb auch bei diesen Maschinen das Ausblasen am häufigsten unterbleibt. Wie sehr man diesem Umstande Rechnung trägt, geht schon daraus hervor, dass manche Constructeure die Cylinder horizontaler Compound- oder Dreifach-Expansionsmaschinen überhaupt nicht mit Dampfmänteln versehen, weil sie den Ruf ihrer Fabrik nicht durch die mögliche Unzuverlässigkeit des Maschinenpersonals gefährden wollen und daher von vornherein, auf hervorragende Erfolge verzichtend, mit geringeren Durchschnittsleistungen fürlieb nehmen. Wasserstandsgläser der Dampfmäntel.

53) In neuester Zeit sind an Hammermaschinen selbstthätige Condensationswasserableiter für die Dampfmäntel in Gebrauch gekommen, von denen sich die auf Ausdehnung eines messingenen Rohres durch Selbstthätige Condensationswasser-Ableiter.

*) Transactions of the institution of naval architects 1882. S. 50.

die Wärme beruhenden, wie sie beispielsweise THORNYCROFT bei seinen Torpedobootsmaschinen anbringt, und wie sie in dem Abschnitte über die Dampfcylinder näher besprochen werden, bei gleichmässigem Druck im Dampfmantel gut bewährt haben sollen.

Schluss aus allen Erörterungen.

54) Der aus allen vorstehenden Erörterungen folgende Schluss, dass der Werth des Dampfmantels um so mehr abnimmt, diese Einrichtung daher um so leichter zu entbehren ist, je grösser der Cylinderdurchmesser, die Kolbengeschwindigkeit und die Füllung, je kleiner das Temperaturgefälle, je reichlicher die Zuführung von Schmiermaterial und Luft zum Cylinder, je kälter der heizende Dampf und je seltener die Abführung des Mantelwassers wird, ist ausser den vorstehend mitgetheilten Versuchen hauptsächlich noch durch die Untersuchungen der Elsässer, durch die Versuche von BORODIN *) mit Lokomotiven u. a. m. erwiesen. Bei sehr vielen im Betriebe befindlichen Schiffsmaschinen ist daher der Werth des Dampfmantels thatsächlich so gering, dass ihn die Maschinisten auf See mit vollem Rechte abstellen und nur zur Anwärmung der Maschine benutzen. Für den Constructeur liegt in solchen Fällen der Werth des Dampfmantels nur in den Doppelwänden der Cylinder, welche das Einsetzen eines aus härterem Gusse hergestellten Arbeitscylinders gestatten, und damit eine widerstandsfähigere Lauffläche sowie die Möglichkeit des Auswechselns bieten.

Regel für Mehrfach-Expansionsmaschinen.

55) Für die heutige Mehrfach-Expansionsmaschine lässt sich auf Grund sämmtlicher Erfahrungen und Versuchsergebnisse die Regel ableiten: *Soll der Dampfmantel eine dampfsparende Wirkung äussern, so ist in erster Reihe der Niederdruckcylinder mit einem solchen zu umgeben, welcher in allen Fällen, in denen es die vom zulässigen Maschinengewicht abhängige Festigkeit gestattet, mit directem Kesseldampf zu heizen ist. Der Dampf muss den Mantel durchströmen. Die Wärme des verbrauchten Manteldampfes ist zur Erwärmung des Speisewassers oder zur Verdampfung von Seewasser behufs Gewinnung destillirten Zusatzwassers zu benutzen.*

§ 17.

Calorimetrische Untersuchung der Schiffsmaschinen.

Zweck.

1) **I. Zweck und Ausführung calorimetrischer Untersuchungen.** Die von HIRN zuerst angewandte calorimetrische Untersuchung von Dampfmaschinen hat den Zweck, die § 15 geschilderten thermischen Einflüsse der Cylinderwandungen, welche sich mangels unbedingt zuverlässiger Coefficienten für die Wärmeleitung im Eisen, für den

*) Engineering 1886. II. S. 248, 273, 301 u. 328.

Wärmeaustausch zwischen Eisen und Dampf und umgekehrt, sowie wegen der sonst noch zu beachtenden vielfach wechselnden Verhältnisse, theoretisch nicht genauer bestimmen lassen, auf praktischem Wege durch Versuche an Dampfmaschinen im Betriebe festzustellen, und womöglich Zahlenwerthe für dieselben zu schaffen, welche für einzelne Maschinensysteme unter sonst gleichen Verhältnissen entweder allgemeine oder doch wenigstens angenäherte Gültigkeit haben.

2) Solche Untersuchungen, die zur Ermittelung des Güteverhältnisses der Dampfmaschinen durch Feststellung der überhaupt zugeführten Wärmemenge des Dampfes und seiner nutzbar abgegebenen Wärme führen, lassen sich für stationäre Maschinen mit Einspritzcondensatoren leichter und mit ziemlicher Genauigkeit, für Schiffsmaschinen mit Oberflächencondensatoren indessen nur unter Ueberwindung grösserer Schwierigkeiten und dann auch nur mit geringerer Genauigkeit durchführen. Bei allen diesen Versuchen handelt es sich neben der Beobachtung der inneren Umwandlungen des Dampfes hauptsächlich immer um die Feststellung der mit jedem Kolbenhube durch den Eintrittsdampf in die Maschine gelangenden Wärme einerseits, und die in dem Condensationswasser abfliessende Wärme andererseits. Ausführung.

3) Die Bestimmung der ersteren Wärmemenge ist, wie aus dem Nachstehenden folgt, nicht sehr schwierig. Die Ermittelung der letzteren geschieht bei stationären Maschinen am einfachsten dadurch, dass man den Luftpumpenausguss in einen rechteckigen Trog leitet, in welchem durch eine Scheidewand ein Wehr hergestellt ist, und nun zeitweise die Höhe, die Geschwindigkeit und die Temperatur des über dieses Wehr fliessenden Wassers misst. Diese Einrichtung lässt sich auf einem Dampfer, ganz abgesehen von den Schwankungen desselben, schon nicht mehr verwenden, wenn derselbe einen Einspritzcondensator besitzt, sie würde aber ausserdem für einen Oberflächencondensator nicht ausreichen, weil bei diesem auch die vom Kühlwasser aufgenommene Wärme in Betracht gezogen werden muss. Wenn die letztere durch Beobachtung der Temperatur und der Ausflussgeschwindigkeit des Kühlwassers innerhalb gewisser Grenzen festgestellt werden könnte, so lassen sich die Beobachtungswerthe doch nicht berichtigen, weil sich an Bord die Kühlwassermenge der unmittelbaren Messung entzieht. Man könnte dieselbe, falls die Circulationspumpe eine Kolbenpumpe von bekanntem Wirkungsgrade ist, noch einigermaassen annähernd berechnen, wenn es nicht leider sehr schwierig wäre, die Gangart einer Pumpe durchweg constant zu erhalten. Besitzen die Circulationspumpen aber Flügelräder statt Kolben, so fällt eine derartige Berechnung der Kühlwassermenge noch roher, mithin die Schwierigkeiten bei Schiffsmaschinen.

Berichtigung der für die abfliessende Wärme durch die Versuche gefundenen Werthe noch unzuverlässiger aus.

Berichtigung der Beobachtungswerthe.

4) Aus vorstehenden Gründen giebt es also kein Mittel, um die aus den angestellten Beobachtungen ermittelte abfliessende Wärme der Schiffsmaschinen unmittelbar zu berichtigen. Wenn man aber eine grosse Reihe von Versuchen mit peinlichster Sorgfalt ausführt, von denen sich mehrere Versuchsreihen auf eine gleiche Maschinenleistung unter verschiedenen Verhältnissen beziehen, so ist man bei einer Zusammenstellung der Versuchsergebnisse nach dem graphischen Verfahren in der Lage, unrichtige Werthe zu erkennen und auszumerzen. Eine weitere Berichtigung der jetzt noch verbleibenden Zahlen lässt sich dann an der Hand der bei Untersuchungen von stationären Maschinen desselben Systems erhaltenen, als unbedingt richtig erkannten Werthe vornehmen, so dass auch die calorimetrischen Untersuchungen der Schiffsmaschinen zu praktisch verwerthbaren Ergebnissen führen können.

Dampfperioden.

5) **II Entwickelung der Hauptgleichungen.** Die Wärmebewegung im Innern des Dampfcylinders einer mit Condensation arbeitenden Einfach-Expansionsmaschine erstreckt sich nach GRASHOF*) auf die vier Hauptperioden: Admission, Expansion, Emission und Compression, wobei vom Voreintritt und Voraustritt abgesehen und ein vollkommen dampfdichter Kolben und Schieber vorausgesetzt wird. Das im Cylinder befindliche Gemisch von Dampf und Wasser habe am Schlusse dieser vier Perioden die mit den Indices 1, 2, 3 und 0 versehenen Zustandsgrössen. (Tafel 2 Fig. 5).

Wärme des Eintrittsdampfes.

6) **Vorgang in der Admissionsperiode.** 1 kg des aus dem Kessel zum Cylinder strömenden Gemisches von der Temperatur t und der Spannung p, welche letztere gleich der Kesselspannung angenommen sei, indem von Bewegungswiderständen im Hauptdampfrohr abgesehen wird, kann auf dem Wege zum Cylinder durch Abkühlung eine überschüssige Wärmemenge Q_x verlieren. Besitzt es dann die specifische Dampfmenge x_x, so ist die Gesammtwärme, welche demselben zugeführt werden musste, um es aus Wasser von 0^0 in diesen Zustand zu bringen:

$$\lambda = q + x_x \varrho \quad \text{W. E.}$$

Nimmt dagegen das kg des Gemisches durch Ueberhitzung auf dem Wege zum Cylinder noch die überschüssige Wärmemenge Q_x in sich auf, dann ist die gesammte demselben bis zu seinem Eintritt in den Cylinder zugeführte Wärme:

$$\lambda = q + r + c_p (t_x - t) \quad \text{W. E.}$$

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1883. S. 161.

(c_p siehe § 13, 3). In beiden Fällen ist die Wärmemenge, welche für das zu jeder Füllung benöthigte Gewicht G des Gemisches aufgewendet werden muss:

$$G\lambda \quad \text{W. E.}$$

7) Zu Anfang des Hubes befindet sich im schädlichen Raume des Cylinders das Gewicht G_0 des vom vorhergehenden Hube zurückgebliebenen Gemisches von der specifischen Dampfmenge x_0, dessen Wärmeinhalt daher nach Gl. 34 S. 32 ist: Wärme in jeder Cylinderfüllung.

$$G_0(q_0 + x_0\varrho_0) \quad \text{W. E.}$$

so dass die für eine Cylinderfüllung aufgewendete Wärme wird:

$$G\lambda + G_0(q_0 + x_0\varrho_0) \quad \text{W. E.}$$

8) Am Ende der Admission ist die in den Cylinder getretene Mischung bereits in den Zustand übergegangen, welcher mit dem Index 1 bezeichnet werden soll, und enthält jetzt die specifische Dampfmenge x_1, ihr Wärmeinhalt ist dementsprechend: Wärme am Ende der Füllung.

$$(G + G_0)(q_1 + x_1\varrho_1) \quad \text{W. E.}$$

woraus folgt, dass das Gemisch die Wärmemenge

$$G\lambda + G_0(q_0 + x_0\varrho_0) - (G + G_0)(q_1 + x_1\varrho_1) \quad \text{W. E.}$$

abgegeben haben muss.

9) Ein Theil AL_a dieser abgegebenen Wärmemenge ist zur Leistung der Admissionsarbeit L_a verwendet, ein anderer Theil Q_a ist vom eintretenden Dampf an die kälteren Cylinderwände infolge von Condensation abgegeben. Wird nun der Einfluss der im Gemische vorhandenen Wirbelbildung vernachlässigt, welcher nach GRASHOF*), G. SCHMIDT und BRAUER**) von ganz untergeordneter Bedeutung ist, so folgt aus dem Vorstehenden: Während der Füllung abgegebene Wärme.

$$AL_a + Q_a = G\lambda + G_0(q_0 + x_0\varrho_0) - (G + G_0)(q_1 + x_1\varrho_1) \quad \text{W. E.} \quad . \; . \; . \; (75)$$

10) *Die Wirbelbildung des Dampfes* während der Admissionsperiode entsteht durch die Zerstörung seiner strömenden Bewegung, welche bei seinem Eintritt in die Cylinder eine Geschwindigkeit von etwa 30—50 m in der Sekunde erreicht. Nimmt man diese Geschwindigkeit im Mittel zu 40 m in der Sekunde an, so entspricht derselben eine Geschwindigkeitshöhe von ungefähr 80 m und 1 kg Dampf besitzt alsdann eine lebendige Kraft von 80 mk. Dasselbe kg Dampf leistet bei 2—10 Atm. Spannung entsprechend seiner äussern latenten Wärme Apu (siehe die Tabellen auf Seite 28 bis 31) von 42—46 W. E. oder im Mittel von 44 W. E. eine Volldruckarbeit von 44 . 424 mk. Folglich verhält sich die lebendige Kraft seiner Wirbelbewegung zu seiner Volldruckarbeit wie 80 : 44 . 424 = 1 : 233, oder sie beträgt 0,43 % der letzteren, wenn sie zu Ende der Admissionsperiode noch vollständig als lebendige Kraft vorhanden ist. Da dies einerseits kaum der Fall sein wird, Vernachlässigung der Wirbelbildung.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1883. S. 173.

**) Ebendaselbst S. 658.

andererseits aber auch die Admissionsarbeit durch das Indikatordiagramm nicht so genau zum Ausdruck gebracht werden kann, dass 0,43 % derselben noch nachweisbar wären, so kann die lebendige Kraft der Wirbelbildung des Dampfes im Cylinder in der Praxis vernachlässigt werden.

Während der Expansion zugeführte Wärme.

11) **Vorgang in der Expansionsperiode.** Während seiner Expansion leistet das Gemisch, indem es aus dem Zustand 1 in den Zustand 2 übertritt, die Arbeit L_b und empfängt von den Cylinderwänden die Wärmemenge Q_b durch das Nachdampfen zurück. Für das Ende der Expansion gilt somit unter Berücksichtigung der unmittelbar vor Gl. 41 S. 37 entwickelten Gleichung:

$$A L_b - Q_b = (G + G_o)(q_1 + x_1 \varrho_1 - q_2 - x_2 \varrho_2) \text{ W.E.} \quad (76)$$

Während der Emission verloren gehende Wärme.

12) **Vorgang in der Emissionsperiode.** Bei Beginn der Ausströmung hat das im Cylinder vorhandene Gemisch nach Gl. 76 den Wärmeinhalt:

$$(G + G_o)(q_2 + x_2 \varrho_2) \text{ W.E.}$$

Da am Ende der Ausströmung das Gewicht G_o im Zustande 3 im Cylinder zurückbleibt, so sind von der vorstehenden Wärmemenge dann noch vorhanden:

$$G_o (q_3 + x_3 \varrho_3) \text{ W.E.}$$

Verloren gegangen ist:

a) die Wärmemenge, welche in dem von der Luftpumpe ausgeworfenen Condensationswassergewicht G von der Temperatur t_4 mit $G q_4$ W.E. enthalten ist.

b) die Wärmemenge, welche das Kühlwassergewicht G_i von der Temperatur t_i im Condensator auf die Temperatur t_5 erwärmt mit $G_i (q_5 - q_i)$ W.E.

c) die Wärmemenge Q_i, welche das Gemisch an die Wandungen des Exhaustrohres, des Condensators und der Luftpumpe abgiebt.

Während der Emission gewonnene Wärme.

13) Dieser verlorenen Wärme steht nun die als Gegendruckarbeit L_c gewonnene Wärme $A L_c$ gegenüber und die von den erwärmten Cylinderwänden nach dem Condensator bezw. der Atmosphäre ausgestrahlte Wärme Q_c. Folglich entsteht:

$$A L + Q_c - Q_i = G q_4 + G_i (q_5 - q_i) + G_o (q_3 + x_3 \varrho_3) - (G + G_o)(q_2 + x_2 \varrho_2) \text{ W.E.} \quad (77)$$

Während der Compression abgegebene Wärme.

14) **Vorgang in der Compressionsperiode.** Durch die Compressionsarbeit L_d wird das Gewicht G_o des Gemisches aus dem Zustande 3 in den Zustand 0 übergeführt, wobei es die Wärmemenge Q_d an die Cylinderwände abgiebt, mithin folgt:

$$A L_d - Q_d = G_o (q_o + x_o \varrho_o - q_3 - x_3 \varrho_3) \text{ W.E.} \quad (78)$$

Von der Cylinderwand aufgenommene Wärme.

15) **Beharrungszustand der Cylinderwand.** Nach dem Vorstehenden nimmt die Cylinderwand bei jedem Hube die Wärmemenge

Q_a vom eintretenden Dampf und

Q_d vom conprimirten Dampfe auf.

Hierzu kommt noch beim Vorhandensein eines Dampfmantels die Wärmemenge

Q_m, welche bei jedem Hube von dem Heizdampf des Mantels an die Cylinderwand abgegeben wird, und die Wärmemenge

Q_r, welche durch die Kolbenreibung im Cylinder erzeugt wird.

16) Dagegen giebt die Cylinderwand bei jedem Hube die Wärmemenge *Von der Cylinderwand abgegebene Wärme.*

Q_b an den expandirenden Dampf ab, und strahlt

Q_c nach dem Condensator und

Q_v nach aussen an die umgebende Luft aus.

Mithin muss im Beharrungszustande sein:

$$Q_a - Q_b - Q_c + Q_d + Q_m + Q_r - Q_v = O \quad \ldots \ldots (79)$$

17) **Leistung der Dampfmaschine.** Da in den Cylinder das Gewicht G des Gemisches mit der Gesammtwärme $G\lambda$ tritt und nach obigem die Wärmemengen Q_i, $G q_4$ und $G_i\,(q_5 - q_i)$ in den Condensator geführt werden, so ist die innerhalb der Maschine verbrauchte, in die indicirte Arbeit L der Maschine umgesetzte Wärme: *Zur Arbeitsleistung verbrauchte Wärme.*

$$G\lambda - G q_4 - G_i\,(q_5 - q_i) - Q_i = G\,(\lambda - q_4) - G_i\,(q_5 - q_i) - Q_i \text{ W. E.}$$

Berücksichtigt man noch die durch die Kolbenreibung und bezw. den Dampfmantel zugeführte, sowie die nach aussen ausgestrahlte Wärme, so findet sich für die indicirte Leistung L der Dampfmaschine folgende Gleichung:

$$A\,L = G\,(\lambda - q_4) - G_i\,(q_5 - q_i) - Q_i - Q_v + Q_m + Q_r \text{ W. E.} \quad (80)$$

18) **Umwandlung der Hauptgleichungen.** Vernachlässigt man, wie allgemein üblich, das Volumen des vorhandenen Wassers gegenüber demjenigen des Dampfes und bezeichnet mit V und den entsprechenden Indices die am Schlusse der einzelnen Perioden im Cylinder vorhandenen Dampfvolumina und mit γ die zugehörigen specifischen Gewichte des Dampfes, so wird: *Vernachlässigung des Wasservolumens.*

$$(G + G_o)\,x_1 = V_1\,\gamma_1$$
$$(G + G_o)\,x_2 = V_2\,\gamma_2$$
$$G_o\,x_3 = V_3\,\gamma_3$$
$$G_o\,x_o = V_o\,\gamma_o$$

19) Unter Benutzung dieser Werthe nehmen die Gleichungen 75—78 folgende Formen an: *Umwandlung der Gleichungen.*

$$Q_a = V_o\,\gamma_o\,\varrho_o - V_1\,\gamma_1\,\varrho_1 + G\,(\lambda - q_1) - G_o\,(q_1 - q_o) - A\,L_a \quad \ldots \ldots (81)$$

$$Q_b = V_2\,\gamma_2\,\varrho_2 - V_1\,\gamma_1\,\varrho_1 - (G + G_o)\,(q_1 - q_2) + A\,L_b \quad \ldots \ldots (82)$$

$$Q_c = V_3\,\gamma_3\,\varrho_3 - V_2\,\gamma_2\,\varrho_2 - G\,(q_2 - q_4) - G_o(q_2 - q_3) + G_i(q_5 - q_i) - A\,L_c + Q_i \quad (83)$$

$$Q_d = V_3\,\gamma_3\,\varrho_3 - V_o\,\gamma_o\,\varrho_o - G_o\,(q_o - q_3) + A\,L_d \quad \ldots \ldots (84)$$

20) **III. Bestimmung der einzelnen Wärmemengen.** Für die Beurtheilung der Güte einer Dampfmaschine sind die in vorstehenden Gleichungen zusammengefassten vier Wärmemengen Q_a, Q_b, Q_c und Q_d die wichtigsten. Um zu zeigen, auf welchem Wege die Bestimmung *Beispiel.*

dieser Grössen erfolgt, benutzt GRASHOF das nachstehende Beispiel ZEUNER's betreffend den Versuch von HIRN am 27. August 1875 mit der bereits § 13, 16 erwähnten Einspritz-Condensationsmaschine ohne Dampfmantel, welche mit etwa 0,45 Füllung überhitzten Dampf verarbeitete. Diese Maschine besass einen Cylinderdurchmesser von 60,5 cm, einen Hub von 170,2 cm und einen schädlichen Raum von 1 % des vom Kolben beschriebenen Volumens.

Gegebene Werthe.

21) **Gegebene Werthe.** Zur Berechnung der einzelnen Wärmemengen sind zunächst vorhanden die Volumina V_1 V_2 V_3 V_4, welche sich durch die Abmessungen des Cylinders und durch die Justirung der Steuerung — letztere aus dem Indikatordiagramm erkennbar — ergeben. Sie fanden sich bei HIRN's Maschine, deren Zahlenwerthe nachstehend immer in Klammern neben die einzelnen Grössen gesetzt wurden, zu:

0,2224; 0,4900; 0,0400 u. *0,0050* cbm.

Aus dem Indikatordiagramm folgen weiter in W. E.

$A\,L_a\,(14{,}79);\ A\,L_b\,(9{,}24);\ A\,L_c\,(1{,}97);\ A\,L_d\,(0{,}20);\ A\,L\,(21{,}86)$

Mit Hülfe der Dampftabellen auf Seite 28—31 lassen sich aus den am Schlusse der einzelnen Perioden herrschenden Indikatorspannungen in kg/qcm

$p_1\,(2{,}3070);\ p_2\,(0{,}8417);\ p_3\,(0{,}1447);\ p_o\,(0{,}5787)$

die Werthe entnehmen:

$q_1\,(125{,}00);\ q_2\,(94{,}79);\ q_3\,(52{,}96);\ q_o\,(84{,}80)$ W. E.

$\varrho_1\,(477{,}22);\ \varrho_2\,(500{,}76);\ \varrho_3\,(533{,}59);\ \varrho_o\,(508{,}58)$ W. E.

$\gamma_1\,(1{,}2900);\ \gamma_2\,(0{,}4996);\ \gamma_3\,(0{,}0945);\ \gamma_o\,(0{,}3507)$ kg.

Ferner kann $t_i\,(16{,}5^0)$, $t_4\,(35{,}26^0)$ und $t_5\,(35{,}26^0)$ durch Messung festgestellt werden, wodurch

$q_i\,(16{,}51)$, $q_4\,(35{,}30)$ und $q_5\,(35{,}30)$ W. E.

gegeben sind. Durch Messung des Dampfdruckes im Kessel und des Dampfzustandes am Ende des Hauptdampfrohrs vor dem Cylinder wird λ mit Hülfe der unter 6) angegebenen Grössen bestimmt. Bei HIRN war $p = 4{,}8075$ kg/qcm; $t = 150^0$ und $t_x = 223^0$ woraus sich mit $c_p = 0{,}48$ ergiebt $\lambda = 687{,}29$ W. E. Durch Messung findet sich endlich die während einer gewissen Zeit entsprechend einer bekannten Anzahl von Hüben verbrauchte Speisewasser- und Kühlwassermenge $G\,(0{,}2822)$ und $G_i\,(8{,}5983)$ kg für einen Hub. Die nun noch unbekannten Grössen werden auf folgende Weise durch Versuche, durch Schätzung oder Rechnung erhalten.

Vom Mantel an den Cylinder abgegebene Wärme.

22) **Die vom Heizdampf des Mantels abgegebene Wärmemenge** Q_m lässt sich aus der Condensationswassermenge ableiten, die sich während längerer Betriebszeit der Maschine im Raum des Dampfmantels ansammelt, wenn der Zustand des Heizdampfes, ehe er in den Mantel tritt (meistens Kesseldampf), als bekannt vorausgesetzt wird. Nach den Tabellen auf Seite 120 und 121 betrug Q_m bei Schiffsmaschinen

für jeden Hub im Mittel etwa 3 % der ganzen in die Maschine geleiteten Wärmemenge. — FLIEGNER*) bestimmte bei einer kleinen eincylindrigen Maschine von 30 cm Durchmesser, 75 cm Hub und etwa 70 Umdrehungen in der Minute die während jeder Umdrehung vom Dampf im Mantel, welcher 3,81 kg/qcm Spannung hatte, an den Dampf im Cylinder abgegebene Wärmemenge zu 1,618 W. E. d. h. zu rund 2,5 W. E. in der Sek. auf 1 qm Wandfläche. — Für den Dampfcylinder der HIRN'schen Maschine ohne Dampfmantel war selbstredend $Q_m = 0$.

23) **Die vom Cylinder nach aussen ausgestrahlte Wärmemenge** Q_v *ist bei einer Maschine mit Dampfmantel* dadurch leicht bestimmbar, dass beim Stillstande der Maschine der Dampfmantel mit den Kesseln in Verbindung gesetzt wird, und später, wenn angenommen werden kann, dass der ganze innerhalb liegende Cylinder die Dampftemperatur angenommen hat, die in einer gewissen Zeit, welcher eine bestimmte Zahl von Hüben entsprechen, im Mantelraum entstehende Condensationswassermenge bestimmt wird. Dieselbe ist dann bei abgesperrtem Cylinder als lediglich von der durch den Mantel nach aussen hin abgegebenen Wärme zu betrachten. Nach der Tabelle auf Seite 120 und 121 ist die Wärmemenge Q_v bei ein und derselben Schiffsmaschine unter verschiedenen Verhältnissen (siehe „Duquesne" und „Mytho") fast constant. Im Mittel lässt sie sich bei der grössten Maschinenleistung, wie die dort mitgetheilten Versuche zeigen, zu etwa 1,3—1,5 % der gesammten der Maschine in jedem Kolbenhube zugeführten Wärme schätzen. Vom Mantel nach aussen gestrahlte Wärme.

24) *Bei einer Maschine ohne Dampfmantel* ist Q_v weniger leicht experimentell bestimmbar, aber bei gleich guter Umhüllung auch kleiner und deshalb eine bezügliche Schätzung auch weniger bedenklich. Als Grundlage für eine solche Schätzung können die von LONGRIDGE ermittelten Werthe von Q_v dienen, welche in der Tabelle auf Seite 98, Colonne 7, für die nicht gemantelten Cylinderenden seiner Compoundmaschine angegeben sind, und deren Mittelwerth für jeden Hub auf 1 qm Fläche 0,15 W. E. beträgt. Für die HIRN'sche Maschine schätzt GRASHOF $Q_v = 0{,}75$ W. E. für jeden Hub, welche Schätzung etwa 0,2 W. E. für 1 Hub auf 1 qm Fläche ergiebt und mit dem Werthe von LONGRIDGE recht gut übereinstimmt, wenn man bedenkt, dass dieser etwas zu klein sein muss, weil bei seiner Ableitung nur die Cylinderstirnflächen berücksichtigt sind, in denen der Wärmedurchgang erfahrungsmässig geringer ist, als in den Seitenflächen. Vom Cylinder ohne Mantel nach aussen gestrahlte Wärme.

25) **Die Kolbenreibungswärme** Q_r leitet GRASHOF aus den Leergangsversuchen ab, welche VOELCKERS mit 6 verschiedenen Dampfmaschinen an- Durch Kolbenreibung gewonnene Wärme.

*) Schweizerische Bauzeitung. B. XII. No. 13 u. 14.

stellte, nachdem er zuvor die Reibung in den Schwungradlagern besonders bestimmt hatte. Es stellte sich die Spannungsdifferenz beiderseits vom Kolben, welche zur Ueberwindung der Kolbenreibung, der Reibungen des Kurbelmechanismus und der Steuerung, sowie zum Betriebe der Speisepumpe erforderlich war, auf $\frac{0{,}0227}{d}$ alten Atm., unter d den Cylinderdurchmesser in m verstanden. Für die HIRN'sche Maschine ergiebt sich daher:

$$\frac{0{,}0227 \,.\, 10333 \,.\, \pi \,.\, 0{,}605^2 \,.\, 1{,}702}{4 \,.\, 0{,}605} A = 0{,}44 \text{ W. E.}$$

wovon die Hälfte mit $0{,}22$ W. E. die Kolbenreibung selbst in der belasteten Maschine ausreichend berücksichtigen dürfte. In diesem Falle würde bei der HIRN'schen Maschine etwa $Q_r = 0{,}01\, A\, L$ oder 1 % von $A\, L$ werden, welche Grösse bei Schätzung von Q_r als Grundlage dienen kann. — LONGRIDGE rechnet bei seinen Versuchen $Q_r = 0{,}05\, A\, L$, was, wie er hervorhebt, sehr reichlich ist. — Diese Ansicht findet neuerdings ihre Bestätigung durch einen Bericht von THURSTON*) über Reibungsversuche mit Dampfmaschinen, welche im Jahre 1888 in Ithaka N. Y. stattfanden. Die Reibungsarbeit der Kolbenringe einer 20pferdigen liegenden Maschine wurde hierbei nur zu 0,065 % der Gesammtarbeit der letzteren, also $Q_r = 0{,}00065\, A\, L$, ermittelt. Im allgemeinen dürfte daher Q_r wohl vernachlässigbar sein.

An die Condensatorwände abgegebene Wärme.

26) **Die an die Exhaustrohr-, Condensator- und Luftpumpenwandungen abgegebene Wärme** Q_i lässt sich nach Feststellung von Q_m, Q_v und Q_r aus Gleichung 80 berechnen. Für die HIRN'sche Maschine nimmt GRASHOF den *mittleren* Werth von $Q_i = \frac{1}{2} Q_v$ an und stellt hiernach für jeden Kolbenhub $Q_i = 0{,}04$ W. E. also sehr klein fest. ZEUNER lässt Q_i wahrscheinlich wegen seiner Kleinheit gänzlich unberücksichtigt. GRASHOF will Q_i auch nur hauptsächlich zur Berichtigung von Messungsfehlern bestimmen, welche den übrigen in Gl. 80 vorkommenden Grössen anhaften, weil bei der bedeutenden Grösse von G_i (siehe in einem späteren Paragraphen „Einspritz- und Kühlwassermenge") sehr kleine Messungsfehler von t_i und t_5, gleich kleinen Bruchtheilen eines Grades, schon erheblich andere Werthe von Q_i zur Folge haben können.

Bei der Compression an die Cylinderwände abgegebene Wärme.

27) **Die von den Cylinderwänden während der Compressionsperiode aufgenommene Wärme** Q_d setzt GRASHOF für Cylinder *ohne* Dampfmantel gleich Null, weil die Cylinderwand beim Beginn der Compression ziemlich zweifellos Wärme an den Dampf abgiebt und hierin erst später eine Umkehr eintritt. Für Cylinder *mit* Dampfmantel ist Q_d nach

*) Paper read before the american society of mechanical engineers at the Scranton meeting. 15.—19. October 1888.

Gl. 84 zu berechnen, wofür dann zunächst die Grösse G_0 zu bestimmen wäre. Betreffs derselben nehmen HIRN und HALLAUER an, dass der Dampf zu Anfang oder zu Ende der Compression gesättigt sei und kein beigemischtes Wasser enthalte, so dass also $x_3 = 1$ bez. $x_0 = 1$ zu setzen wäre, wonach sich

$$G_0 = V_3\,\gamma_3 \text{ bezw. } = V_0\,\gamma_0$$

als eine verhältnissmässig kleine, in manchen Fällen ganz zu vernachlässigende Grösse ergeben würde.

28) ZEUNER*) ist dagegen der Ansicht, dass in der Masse G_0 noch ein gewisser Wasserrest enthalten ist, welcher bei erheblicher Compression nicht vernachlässigt werden dürfte. BRAUER**), der ZEUNER's Ansicht über die Annahme des Wasserrestes zustimmt, ist zu der Ueberzeugung gekommen, dass der aus Wasser bestehende Theil von G_0, falls nur dessen Volumen dem des schädlichen Raumes gegenüber vernachlässigt werden kann, für die Rechnung ganz gleichgültig ist. Wenn beim regelmässigen Spiele der Dampfmaschine ein Wasserrest verbleibt, so wirkt derselbe wärmeaufnehmend und abgebend, wie die Cylinderwand, nur viel schwächer wie jene. Das Gewicht des Wassers ist für dieselbe Kolbenstellung immer dasselbe, und man braucht es für die Gleichungen der Dampfwärme ebenso wenig zu kennen, wie das Gewicht des Dampfcylinders. Hiernach lässt sich nun das in dem Gemisch G_0 enthaltene Wasser als zum Cylinder gehörig betrachten, gewissermassen als bestände ein Theil der Cylinderwand aus Wasser, und wenn man dann mit G_0 nur den dampfförmigen Theil des Gemisches bezeichnet, so kann es bei der Annahme von HIRN und HALLAUER verbleiben. Wasserrest des Compressionsdampfes.

29) Die Untersuchung der HIRN'schen Maschine lehrt, dass in den meisten Fällen verschiedene Annahmen von G_0 die Zahlenwerthe der besonders wichtigen Wärmemengen Q_a, Q_b u. Q_c ziemlich beeinflussen. Wird z. B. $Q_d = 0$ angenommen, so folgt nach Gl. 84: $G_0 = 0{,}0416\ kg$, wird dagegen $x_1 = 1$ gesetzt, (die Annahme von $x_3 = 1$ oder $x_0 = 1$ ergiebt hier schon $x_1 > 1$) dann berechnet sich aus der entsprechenden Gleichung unter 18): $G_0 = 0{,}0047\ kg$; d. h. der erstere Werth ist neunmal grösser als der letztere und doch sind beide Annahmen gleich zulässig oder gleich willkürlich. Gewöhnlich bleibt man indessen bei der ersteren nach 27) von HIRN ausgehenden Annahme. Einfluss des Gewichts der Compressionsdampfmenge.

30) **Die vom Eintrittsdampf an die Cylinderwand abgegebene Wärmemenge Q_a und die von der Cylinderwand an den expandirenden Dampf zurückgegebene Wärmemenge Q_b** lassen sich nun aus den Gl. 81 u. 82 bestimmen. Für HIRN's Maschine wird Wärmeaustausch während der Admission und Expansion.

*) Civilingenieur 1881. Calorimetrische Untersuchung der Dampfmaschinen.

**) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1883. S. 658.

für: $G_0 = 0{,}0416$; $x_1 = 0{,}886$ und $x_2 = 0{,}756$
$Q_a = 6{,}19$ W. E. und $Q_b = -14{,}87$ W. E.
und für: $G_0 = 0{,}0047$; $x_1 = 1$ und $x_2 = 0{,}853$
$Q_a = 7{,}68$ W. E. und $Q_b = -13{,}75$ W. E.

Bemerkenswerth ist hierbei, dass Q_b negativ wird, d. h. dass die Cylinderwand keine Wärme an den expandirenden Dampf abgiebt, sondern dass demselben in der Expansionsperiode noch mehr Wärme entzogen wird als in der Füllungsperiode. Es erklärt sich dieser Umstand durch die Verwendung überhitzten Dampfes in einem mit Condensation arbeitenden ungemantelten Cylinder (siehe § 13, 16). Mit dem negativen Werth von Q_b ist übrigens nicht gesagt, dass nicht doch gegen das Ende der Expansion Wärme von der Cylinderwand an den Dampf übergeht, wie umgekehrt ein positiver Werth von Q_b den zu Anfang der Expansion wohl immer stattfindenden Wärmeübergang vom Dampf zur Cylinderwand nicht ausschliesst. Wegen des negativen Werthes von Q_b trat in der HIRN'schen Maschine beim Arbeiten mit überhitztem Dampfe kein Nachdampfen ein, vielmehr zeigten die Indikatordiagramme eine nicht unerhebliche Abnahme der sichtbaren Dampfmenge gegen das Ende des Hubes. Mit dieser Thatsache und dem von GRASHOF für 0,45 Füllung auf $Q_a + Q_b = 21{,}06$ bezw. 21,43 W. E. festgestellten Wärmeverlust gegenüber einer in Arbeit umgewandelten Wärmemenge von $A\,L = 21{,}86$ W. E. ist die Angabe HIRN's nicht recht in Einklang zu bringen, wonach seine Maschine mit 0,25 Füllung, 27 Min. Umdr. und mit auf 230° überhitztem Dampf von 4,5 kg/qcm Spannung nur eine innere Condensation von 6,5 % des Dampfverbrauches besessen haben soll, welche unter denselben Verhältnissen beim Betriebe ohne Ueberhitzung auf 30,4 % stieg.

Versuche von English.

31) Die letzten Versuche zur Bestimmung des reinen Betrages der zu Hubanfang im Cylinder stattfindenden Condensation, oder was dasselbe ist, der Differenz der Wärmemengen $Q_a - Q_b$, sind von ENGLISH*) ausgeführt worden. Ueber dieselben berichtet KNOKE**) wie folgt: Die kleine transportable Versuchsmaschine hatte einen Cylinder von 25,4 cm Bohrung und 35,6 cm Hub, welcher mit Dampfmantel versehen war. Die Dampfmenge war so gering und der Dampfzutritt so unmittelbar, dass die Möglichkeit des Mitreissens von Wasser oder von vorheriger Condensation ausgeschlossen erscheint. Die Pleyelstange wurde abgenommen und der Kolben an dem Todpunkte der Deckelseite festgestellt. Das Cylinderinnere (um die Kolbenstange herum) wurde mit Holz- und Eisenstücken ausgefüllt, ebenso der zur Kurbelseite des Cylinders

*) Engineering 1887. II. S. 386.
**) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1888. S. 316.

führende Dampfcanal; die Oeffnung des letzteren im Schieberspiegel wurde durch eine aufgeschabte Messingplatte verschlossen. Kurbelwelle, Excenter und Schieber wurden von einer zweiten Maschine angetrieben. Die Kesselspannung blieb auf gleicher Höhe und das Hauptabsperrventil vollständig offen. Demzufolge trat bei jeder Umdrehung einmal Dampf von der Kesselspannung in den schädlichen Raum der Deckelseite und trat nach Oeffnung des Austrittscanals wieder aus. Der Schieber schloss den Eintrittscanal entsprechend einem Cylinderfüllungsgrade von 0,7. Jeder Versuch dauerte etwa 1 Stunde, die Umdrehungen zählte ein Hubzähler und 3 Indikatordiagramme wurden in gewissen Zwischenräumen genommen. Der verbrauchte Dampf wurde durch einen Oberflächen-Condensator gemessen, brachte man hiervon das Dampfgewicht in Abzug, welches (ohne Wasser) den schädlichen Raum von 0,99 Liter füllte, so gab der Fehlbetrag den Unterschied zwischen dem an der Oberfläche von 0,1858 qm condensirten Dampf und dem wiederverdampfenden Theile. Im Ganzen wurden 64 Versuche ausgeführt, 35 mit Condensation und 29 mit Auspuff. Die angewandten Kesselspannungen waren 3,16; 2,11; 1,41; 0,70 kg/qcm Ueberdruck, die entsprechenden Umdrehungen in der Minute 130, 100, 70 und 50. Die Ergebnisse dieser Versuche giebt die folgende Tabelle wieder, deren einzelne Zahlen Mittelwerthe sind, so dass sie untereinander *nicht* stimmen.

Tabelle über die anfängliche Condensation in Cylindern mit Dampfmänteln.

Versuch mit	Schädlicher Raum V_0 cbm.	Umdrehungen in der Sekunde N	Specifisches Gewicht des Dampfes beim Eintritt γ_1	beim Austritt γ_0	Wärmeeinheiten in 1 kg Dampf λ_1	Wasser q_1	Speisewasser für eine Umdrehung kg.	Anfängliche Condensation in W. E. im Ganzen für 1 Umdrehung C	für 1 qm Oberfläche, bei 1 Umdrehung in 1 Sek. $\frac{C\sqrt{N}}{O_0}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Auspuff	0,00099	1,486	1,746	0,652	647,22	133,89	0,00617	2,598	16,44
Condensation	0,00102	1,459	1,682	0,279	646,67	132,78	0,00640	2,523	15,60

Die Zahlen der Colonnen 9 und 10 dieser Tabelle scheinen mir kein rechtes Vertrauen zu verdienen. Zunächst ist auffällig, dass die innere Condensation während des Betriebes mit Auspuff bei einem mittleren Temperaturgefälle von 33° im Cylinder mit durchschnittlich 89 Min.-Umdr. der Maschine um 5,4 % grösser gewesen sein soll, als während des Betriebes mit Condensation bei einem mittleren Temperaturgefälle von 55° und durchschnittlich 87,5 Min.-Umdr. Für diese grössere innere Condensation in der mit höherer Austrittstemperatur arbeitenden Auspuffmaschine gegen-

über der Condensationsmaschine fehlt es an jeder Erklärung, wenngleich sich die mehrfach nahezu übereinstimmend gross beobachtete innere Condensation in unter gleichen Verhältnissen arbeitenden Auspuff- und Condensationsmaschinen noch dadurch rechtfertigen lässt, dass bei ersteren der Gewinn aus dem Nachdampfen ein viel geringerer ist als bei letzteren, weil dasselbe bei einer höheren Spannung und Temperatur vor sich geht. Ferner müssen die gefundenen Werthe gegenüber den von LONGRIDGE an seiner Compoundmaschine ermittelten (siehe die Tabelle auf Seite 97, Colonne 6) als sehr gross bezeichnet werden, weswegen derselbe bei der vorliegenden Maschine Kolbenundichtheiten vermuthet. Endlich finden auch UNWIN und andere den Dampfverbrauch derselben sehr gross, so dass sie schon wegen der Grösse ihres schädlichen Raumes gewiss nicht zu den guten Maschinen gerechnet werden kann. Trotzdem bleiben die Ergebnisse der Untersuchungen von ENGLISH bei dem geringen hierüber bis jetzt vorliegenden Stoff eingehender Würdigung werth, schon allein indem sie zeigen, wie schwierig die Ableitung unbestreitbar richtiger Zahlen aus solchen Versuchen ist.

Bestimmung von C.

32) Der Werth C der vorstehenden Tabelle ist wie folgt bestimmt. Es bezeichne:

γ_1 das sp. Gew. des Eintrittsdampfes beim Abschluss des Eintrittskanals,
γ_0 „ „ „ „ Austrittsdampfes „ „ „ Austrittskanals,
t_1 die Temperatur des Eintrittsdampfes beim Abschluss des Eintrittskanals,
t_0 „ „ „ Austrittsdampfes „ „ „ Austrittskanals,
G' das Gewicht an Condensationswasser in kg, welches sich nach jeder Umdrehung im Condensator vorfindet,
V_0 das Volumen des schädlichen Raumes in cbm,

so wurden nach jeder Umdrehung condensirt und nicht wieder verdampft:

$$G = G' - V_0 (\gamma_1 - \gamma_0) \text{ kg Dampf.}$$

Jedes kg dieses Dampfes von der Temperatur t_1 erforderte zu seiner Entstehung λ_1 W. E.; ist q_1 die zugehörige Flüssigkeitswärme, so verlor jedes kg im Cylinder condensirten Dampfes die Wärme $\lambda_1 - q_1 = r_1$. Dem im schädlichen Raume befindlichen Dampf wurden daher zwischen Eröffnung und Abschluss des Zutrittes bei jeder Umdrehung entzogen:

$$C = G r = [G' - V_0 (\gamma_1 - \gamma_0)] (\lambda_1 - q_1) \text{ W. E.} \quad \ldots . \quad (85)$$

Schlüsse aus diesen Versuchen.

33) Die Versuche von ENGLISH führen übrigens zu demselben Gesetz wie die theoretischen Untersuchungen von KIRSCH*) (siehe § 15, 16 u. § 16, 8), *dass die anfängliche Condensation des Dampfes im Cylinder abzüglich der wiederverdampfenden Menge* oder mit anderen Worten:

*) KIRSCH. Die Bewegung der Wärme in den Cylinderwandungen der Dampfmaschinen. Leipzig 1886. S. 10.

dass die von den Cylinderwandungen aufgenommenen Wärmemengen sich unter sonst gleichen Verhältnissen umgekehrt wie die Wurzeln aus den Umdrehungszahlen verhalten. Wenn DELAFOND dagegen bei seinen Versuchen (siehe § 16, 23) den Einfluss der Umdrehungszahl auf die innere Condensation viel grösser fand, insofern als sich die letztere der Umdrehungszahl selbst und nicht deren Quadratwurzel umgekehrt proportional herausstellte, so kann dies nach LÜDERS*) daher rühren, dass mit der grösseren Geschwindigkeit der Wärmegewinn aus der Kolbenreibung und aus dem Nachdampfen steigt, während der durch äussere Abkühlung eintretende Wärmeverlust der gleiche bleibt, welches letztere bereits unter 23) ausgesprochen wurde. Vielleicht wird auch durch den mit der grösseren Geschwindigkeit verbundenen kräftigeren Auspuff ein Theil des im Dampfe enthaltenen Wassers mechanisch mitgerissen, welches daher durch die Wärme der Cylinderwände nicht verdampft zu werden braucht. Eine gewisse Bestätigung erhält diese Ansicht dadurch, dass auch ESCHER**) die innere Condensation in schnellerem Verhältnisse abnehmend fand als die Quadratwurzel aus den minutlichen Umdrehungen zunahm. — Aus dem § 15, 18—24 Mitgetheilten folgt übrigens, dass der Betrag der inneren Condensation des Dampfes nicht im einfachen umgekehrten Verhältnisse zur Umdrehungszahl stehen kann. GRASHOF***) führt ausserdem noch besonders aus, dass von dem Augenblicke an, in welchem jeweils der einströmende Dampf mit der Wand von kleinerer Temperatur an ihrer Innenfläche in Berührung kommt, das Temperaturgefälle von der innersten zur folgenden elementaren Wandschicht von einem unendlich grossen Werthe an stetig abnimmt, wie auch aus den Figuren 2 und 3 auf Tafel 2 hervorgeht. Indem somit auch die Wärmeströmung in das Innere der Wand und damit die Zunahme des Wasserbeschlages an der inneren Wandfläche immer langsamer stattfindet, muss die innere Condensation in geringerem Verhältnisse abnehmen als die Umdrehungszahl zunimmt. Es bedarf daher noch weiterer Versuche, um die Richtigkeit bezw. Genauigkeit des von KIRSCH theoretisch abgeleiteten obigen Gesetzes festzustellen.

34) *Die Grösse der anfänglichen Wärmeübertragung* also auch der innern Condensation ist indessen ausser von der Umdrehungszahl auch von dem Füllungsgrade abhängig, dessen Quadratwurzel sie nach den amerikanischen Versuchen § 16, 8 ebenfalls umgekehrt proportional sein soll. Sie hängt ausserdem von der Grösse des Grösse der anfänglichen Wärmeüberführung.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1889. S. 356.

**) ESCHER. Versuche über die Dampfverluste in der Dampfmaschine. Civilingenieur. Band XXVII.

***) F. GRASHOF. Theoretische Maschinenlehre. Band III. S. 557. Hamburg 1888.

Cylinders (§ 16, 33), dem Temperaturgefälle (§ 16, 36) und der Art und Weise der Heizung bezw. Abkühlung des Cylinders (§ 16, 14) ab. Endlich ist auch der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes von besonderem Einflusse auf die Grösse der inneren Condensation, wie folgende Betrachtung lehrt: Vor Kurzem hat DONKIN*) mittels eines an den Cylinder angefügten Glasgefässes beobachtet, dass ein Theil des beim Beginn der Ausströmung im Cylinder vorhandenen Wasserbeschlages bei der plötzlich eintretenden Spannungsabnahme zerstäubt und vom Dampfe mit fortgerissen wird. Ausserdem muthmasst man, dass das infolge der Arbeitsverrichtung des Dampfes während der Expansion gebildete Wasser (siehe § 11, 5) sich nicht an den Cylinderwänden absetzt, sondern im Dampfe schwebend bleibt und beim Austritt ebenfalls mitgerissen wird. Hiernach wird den Cylinderwänden die Wiederverdampfung des beim Eintritte niedergeschlagenen Wassers sehr erheblich erleichtert, ja es kann in ihnen bei der Verarbeitung vollkommen trockenen Dampfes ein geringer Wärmeüberschuss verbleiben, insofern als das Nachdampfen weniger Wärme erfordert, wie ursprünglich durch die Condensation in die Wand übergeht. Dieser Ueberschuss, welcher bei trockenem Dampfe die mittlere Wandtemperatur erhöht und somit die innere Condensation verringert, kann nun bis zu einem gewissen Grade dazu dienen, einen etwaigen Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes zu verdampfen, wodurch dann aber infolge der Temperaturerniedrigung der Cylinderwände die innere Condensation vergrössert wird. Ist der Dampf indessen so mit Wasser beladen, dass die überschüssige Wärme der Cylinderwände zur Verdampfung desselben nicht mehr ausreicht, so wird sich tropfbar flüssiges Wasser im Cylinder ansammeln, welches aber durch die oben erwähnten mechanischen Vorgänge beim Beginn des Ausströmens zum Theil aus dem Cylinder geblasen wird. So lange dies vollständig geschieht, kann der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes keine besonderen Wärmeverluste hervorrufen, wird aber diese Grenze des Feuchtigkeitsgehaltes überschritten, so steigt der Betrag der inneren Condensation und macht sich durch starkes Nachdampfen bemerkbar, dass hiermit aber zunächst Wärmeverluste verknüpft sind, folgt schon aus dem § 15, 20 Gesagten. Auf die weitere Schädlichkeit des nassen Dampfes für den Maschinenbetrieb ist weiter hinten bei den Ueberhitzern eingegangen. — Als Mass für die Grösse der inneren Condensation dient die Wärmemenge, welche bei 1 Umdrehung in 1 Sekunde von dem Dampfe an 1 qm Cylinderoberfläche abgegeben wird. LÜDERS **) berechnet dieselbe für:

*) The Engineer. 1889. I. S. 163.

**) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1888. S. 570.

die Versuche von ENGLISH, zu 26,0 W. E.
eine tadellose Dampfmaschine, welche mit 0,25 wirklicher Füllung arbeitete, zu 26,5 „ „
die Versuche von ISHERWOOD mit der Radsloop „Michigan“ (siehe Seite 80), zu 28,3 bis 31,5 „ „
den Versuch von EMERY mit dem Dampfer „Dexter“ (Tabelle auf Seite 86, Colonne 8), zu 21,7 „ „
den Versuch von EMERY mit dem Dampfer „Dallas“ (Tabelle auf Seite 86, Colonne 4), zu 15,0 „ „
den Versuch von ISHERWOOD mit einer kleinen einpferdigen Dampfmaschine, zu 28,0 „ „
Die Versuche von DELAFOND ergaben einen kleineren Werth als der nach den vorstehenden Zahlen rund zwischen 20 bis 25 W. E. schwankende beträgt.

35) Für die Berechnung der durch die anfängliche innere Condensation verloren gehende und durch das Nachdampfen nicht wieder nutzbar gemachte Wärme stellt ENGLISH auf Grund seiner und der § 16, 18 bis 20 besprochenen Versuche von EMERY nachstehende empirische Formeln auf, in welchen bezeichnet: *Formel für die durch innere Condensation verlorene Wärmemenge.*

λ'_1 die Summe der Wärmeeinheiten, die in 1 kg des Dampf- und Wassergemisches an einem beliebigen Punkte des Hubes enthalten sind, und die der geleisteten Arbeit entsprechen,

O_0 die Oberfläche des schädlichen Raumes in qm,

O' diejenige der cylindrischen Wand bis zu dem angenommenen Punkte des Hubes in qm.

Für Cylinder *mit* Dampfmantel wird dann:

$$G'(\lambda - \lambda'_1) = 1{,}381 \frac{\gamma_1 \, O_0}{\sqrt{N}} \left(1 - \frac{\gamma_0 + 0{,}96}{\gamma_1} \cdot \frac{O'}{O_0}\right) \text{ W. E.} \quad (86)$$

und für Cylinder *ohne* Dampfmantel:

$$G'(\lambda - \lambda'_1) = 1{,}841 \frac{\gamma_1 \, O_0}{\sqrt{N}} \left(1 - \frac{\gamma_0 + 0{,}96}{\gamma_1} \cdot \frac{O'}{O_0}\right) \text{ W. E.} \quad (87)$$

36) **Die von den Cylinderwänden in den Condensator u. s. w. bezw. in die Atmosphäre gestrahlte Wärmemenge** Q_c wird nach Gl. 83 berechnet. Für die als Beispiel gewählte HIRN'sche Maschine stellte sich diese Wärmemenge bei: *In den Condensator u. s. w. gestrahlte Wärme.*

$$G_0 = 0{,}0416;\ Q_c = 20{,}53 \text{ W. E.}$$
$$G_0 = 0{,}0047;\ Q_c = 22{,}08 \text{ W. E.}$$

Die verschieden grosse Annahme von G_0 bringt hier zwischen beiden Werthen von Q_c einen Unterschied von 1,55 W. E. oder etwa 7 % des Werthes von $A\,L$ (21,86 W. E.) hervor.

37) Da die Wärmemenge Q_c den grössten aller Wärmeverluste bildet, so wurde sie namentlich von HIRN und HALLAUER bei ihren Versuchen festgestellt, um durch den Vergleich dieses Verlustes *Tabelle der französischen Maschinen.*

Tabelle über die calorimetrischen Un[illegible]

Bezeichnungen.	Kreuze[illegible]	
1	2	3
Maschinensystem	3 geku[illegible]	[illegible]
Maschinentyp	Horizontal, [illegible] steh[illegible]	[illegible]
Indicirte Pferdestärke	8490,000	[illegible]
Verhältniss des H. Dr. Cyl. Volumens zu dem des N. Dr. Cyl.	0,519	[illegible]
Füllungsgrad des H. Dr. Cyl.	0,725	[illegible]
Gesammtfüllungsgrad	0,376	[illegible]
Minutliche Umdrehungen	80,830	[illegible]
Gewicht[5]) des in den bezw. die H. Dr. Cyl. eingeströmt. Gemisches v. Dampf u. Wass. in kg.	9,273	[illegible]
Berechnetes Gew. des am Ende der Einström. in dies. Gem. vorhand. trock. Dampfes in kg.	9,255	[illegible]
Gewicht des in demselben Gemisch enthaltenen Wassers in kg.	0,018	[illegible]
Procentsatz dieses Wassers vom eingeströmten Gemisch	0,200	[illegible]
Dampfwärme am Ende der Einströmung J_0 in W. E.	5597,000	[illegible]
Berechn. Gew. des a. Ende d. Kolbenhubes im bzw. in d. H. Dr. Cyl. enth. trock. Dampf. i. kg.	9,276	[illegible]
Gewicht des zur selben Zeit in dem Gem. von Dampf und Wasser enthalten. Wassers in kg.	0,003	[illegible]
Procentsatz dieses Wassers vom eingeströmten Gemisch	Dampf trocken	Da[illegible] über[illegible]
Dampfwärme am Ende des Kolbenhubes in dem bezw. den H. Dr. Cyl. J_2 in W. E.	5588,000	[illegible]
Gewicht des in den bezw. die N. Dr. Cyl. eingeströmt. Gem. von Dampf u. Wasser in kg.	8,646	[illegible]
Berechn. Gew. des a. Ende d. Kolbenhubes i. dem bzw. d. N. Dr. Cyl. enth. trock. Dampf. i. kg.	8,031	[illegible]
Gewicht des zur selben Zeit in dem Gem. von Dampf u. Wasser enthaltenen Wassers in kg.	0,615	[illegible]
Procentsatz dieses Wassers von dem in den bezw. in die N. Dr. Cyl. geströmten Gemisch	7,100	[illegible]
Dampfwärme am Ende des Kolbenhubes in dem bezw. den N. Dr. Cyl. J_1 in W. E.	4849,000	[illegible]
Unterschied der Anfangs- und End-Dampfwärme ($J_0 - J_1$) in W. E.	+ 748,000	+ 6[illegible]
Unterschied der Dampfwärme beim Anfang und Ende der Compression in W. E.	— 292,000	— 2[illegible]
Durch Condensation des Dampfes in den Mänteln gewonnene Wärme Q_m in W. E.	+ 84,000	+ 13[illegible]
Durch Condensation des Dampfes in dem bezw. den H. Dr. Cyl. gewonn. Wärme in W. E.	— 18,000	[illegible]
Durch die gesammte Compressionsarbeit verbrauchte Wärme in W. E.	— 429,000	— 39[illegible]
Durch Ausstrahlung der Cylinder verlorene Wärme Q_v in W. E.	— 66,000	— [illegible]
In den Condensator gestrahlte Wärme Q_c in W. E.	27,000	[illegible]
Procentsatz der letzteren Wärme von der gesammten der Maschine zugeführten Wärme	0,500	[illegible]
Wärme, welche den Cylindern durch den trockenen Dampf zugeführt wurde, in W. E.	5230,000	459[illegible]
Wärme, welche den Cylind. durch den in d. Mänt. condens. Dampf zugeführt wurde, in W. E.	84,000	13[illegible]
Wärme, welche durch das mitgerissene Wasser zugeführt wurde, in W. E.	23,000	[illegible]
Gesammte der Maschine zugeführte Wärme in W. E.	5337,000	476[illegible]
Gewicht des für jeden Kolbenhub verbrauchten trockenen Dampfes in kg.	8,225	[illegible]
Gewicht des für 1 *IP* und Stunde verbrauchten trockenen Dampfes in kg.	9,405	[illegible]

hungen französischer Schiffsmaschinen.

„Duquesne“			Transport-schiff „Vienne“	Flottillen-Aviso „Cigale“	Transportschiff „Mytho“				Transport-Aviso „Nièvre“ [1]	Bemerkungen.
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
sche Maschinen [2]) nd mit 3 unter 120° ln			2 Cyl. Cmp. Hammer-maschine	2 Cyl. Cmp. Hammer-maschine	3 Cylinder-Compound Hammermaschine				3 Cyl. Cmp. Hammer-maschine	
,000	3900,000	1665,000	690,000	205,000	[3]) 2590,000	2200,000	1350,000	[4]) 590,000	740,000	
,519	0,519	0,519	0,317	0,309	0,282	0,282	0,282	0,282	0,380	
,550	0,225	0,100	0,660	0,750	0,750	0,690	0,601	0,601	0,499	
,285	0,126	0,052	0,209	0,232	0,212	0,194	0,169	0,169	0,189	
,000	62,490	46,550	75,000	90,000	66,000	73,160	61,400	44,800	93,000	
,113	4,746	3.318	0,6913	0,1697	2,913	2,305	1,699	1,134	0,6201	
,651	3,609	1,671	0,6221	0,1605	2,569	1,927	1,320	0,827	0,4725	
,462	1,137	1,647	0,0692	0,0092	0,344	0,378	0,379	0,307	0,1476	
,500	24,000	49.500	10,0000	5,4000	11,800	16,400	22,300	27,100	23,8000	
,000	2337,000	1214,000	358,8000	99,1000	1608,000	1210,000	843,000	529,000	308,4000	
,981	4,488	2,637	0,6592	0,1645	2,561	1,954	1,379	0,881	0,5343	
,132	0,258	0,681	0,0321	0,0052	0,352	0,351	0,320	0,253	0,0858	
,800	5,400	20,500	4,6000	3,1000	12,100	15,200	18,800	22,400	13,8000	
,000	2705,000	1625,000	401,2000	100,4000	1593,000	1219,000	860,000	550,000	333,0000	
,705	4,565	3,303	0,6633	0,1600	2,800	2,225	1,565	1,080	0,6057	
,748	3,792	2,655	0,5648	0,1364	2,204	1,652	1,102	0,751	0,4082	
,957	0,864	0,648	0,0985	0,0236	0,596	0,573	0,453	0,329	0,1975	
,400	18,600	19,500	14,8000	14,7000	21,000	25,700	22,500	30,500	32,6000	
,000	2282,000	1611,000	343,6000	83,6000	1361,000	1024,000	682,000	461,000	259,7000	
,000	+ 55,000	— 397,000	+ 42,2000	+ 15,5000	+ 247,000	+ 186,000	+ 161,000	+ 68,000	+ 48,7000	
,000	— 39,000	— 1,000	— 13,1000	— 4,6000	— 51,000	— 35,000	— 64,000	— 25,000	— 6,3000	
,000	+ 114,000	+ 98,000	+ 20,500	+ 4,200	+ 46,000	+ 39,000	+ 39,000	+ 32,000	+ 5,9000	
,000	+ 525,000	+ 821,000	+ 24,900	+ 2,100	+ 146,000	+ 172,000	+ 180,000	+ 152,000	+ 65,4000	
,000	— 317,000	— 217,000	— 39,700	— 8,200	— 145,000	— 118,000	— 88,000	— 56,000	— 33.7000	
,000	— 60,000	— 60,000	— 6,000	— 1,500	— 23,000	— 23,000	— 23,000	— 22,000	— 9,0000	
,000	278,000	244,000	28,800	7,500	220,000	221,000	205,000	149,000	71,0000	
,600	9,800	12,100	6,700	7,200	12,300	15,800	20,600	21,900	18,7000	
,000	2694,000	1914,000	409,600	99,100	1729,000	1349,000	946,000	646,000	369,8000	
,000	114,000	98,000	20,500	4,200	46,000	39,000	39,000	32,000	5,9000	
,000	15,000	8,000	3,000	0,700	9,000	7,000	5,000	3,000	2,8000	
,000	2823,000	2020,000	433,100	104,000	1784,000	1395,000	990,000	681,000	378,5000	
,473	4,353	3,117	0,6645	0,1591	2,731	2,137	1,515	1,042	0,5797	
,907	8,335	10,448	8,6750	8,3900	8,350	8,510	8,263	9,504	8,7100	

[1]) Sämmtliche Maschinen besassen Dampfmäntel. Nur die Seitenflächen der Niederdruck - Cylinder der „Nièvre“-Maschine waren ungemantelt.

[2]) Die drei Woolf'schen Maschinen, aus denen sich die „Duquesne“-Maschine zusammensetzt, bestanden je aus einem hintereinander liegenden H. Dr. und N. Dr. Cylinder mit zwischen denselben angeordnetem Receiver.

[3]) Die Schiffe befanden sich mit Ausnahme des Versuches in Colonne 9 in Fahrt. Bei diesem Versuche handelte es sich um die Ermittelung der Eigenschaften einer besonderen Schrauben - Construction, aus welchem Grunde die Maschine bei vertäutem Schiffe arbeiten musste.

[4]) Bei allen Versuchen war das Hauptabsperrventil der Maschine vollständig geöffnet, nur bei dem in Colonne 12 angeführten wurde gedrosselt, und zwar derartig, dass der Unterschied zwischen Kessel- und Eintrittsspannung 0,93 kg/qcm betrug.

[5]) Alle Gewichte und Wärmemengen mit Ausnahme der letzten wagerechten Reihe beziehen sich auf einen Kolbenhub.

zur nutzbar gemachten Wärme einen Schluss auf die Güte der Maschine zu ziehen. Die vorstehende Tabelle enthält die Ergebnisse von calorimetrischen Untersuchungen, welche der französische Marine-Ingenieur WIDMANN mit verschiedenen Schiffsmaschinen gelegentlich der amtlichen Abnahme-Probefahrten im Jahre 1879 ausführte. Zusammengestellt sind diese Ergebnisse von HALLAUER*). Die Wärmemenge Q_c schwankt bei den Versuchen von 0,5 bis 12,1 % der gesammten der Maschine zugeführten Wärme bei der Woolfschen Maschine, während sie von 6,7 bis 21,9 % derselben Wärme bei den Compoundmaschinen wechselt, ein Punkt, auf welchen später noch zurückgekommen wird.

Calorischer Wirkungsgrad.

38) **Der calorische Wirkungsgrad einer Dampfmaschine**, welcher durch die calorimetrische Untersuchung hauptsächlich festgestellt werden soll, lässt sich aus der in den Condensator gestrahlten Wärme Q_c, deren Werth, wie gezeigt wurde, je nach der Annahme von G_0 ein schwankender ist, nicht mit Sicherheit beurtheilen. Abweichend von den Anschauungen der Elsässer wird derselbe, wie GRASHOF sehr richtig ausführt, nur durch die Gegenüberstellung der nutzbaren Wärme AL und der für die Dampfbildung sowohl als auch für die Cylinderheizung aufgewendeten Wärme Q_m feststellbar sein. Die zur Dampfbildung verbrauchte Wärme wird unter der Voraussetzung, dass das Wasser mit der Temperatur t_4, womit es von der Luftpumpe ausgegossen wird, in den Kessel zurückgelangt, gleich:

$$G(\lambda - q_4)$$

und daher der calorische Wirkungsgrad:

$$\eta_c = \frac{AL}{G(\lambda - q_4) + Q_m} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (88)$$

Der calorische Wirkungsgrad wird bei der HIRN'schen Maschine bei jeder Annahme von G_0 und trotz der entsprechend verschiedenen Werthe von Q_c immer $\eta_c = 0{,}119$. Bei den Schiffsmaschinen der vorstehenden Tabelle ergiebt sich im Mittel $\eta_c = 0{,}12$, die Grenzwerthe sind rund $0{,}11$ und $0{,}14$. Der im Juni 1888**) mit der Dreifach-Expansionsmaschine des Dampfers „Meteor" von KENNEDY angestellte 17stündige Versuch ergab $\eta_c = 0{,}162$.

Absolute Grösse des calorischen Wirkungsgrades.

39) Dieser calorische Wirkungsgrad der Schiffsmaschinen η_c erscheint auf den ersten Blick ausserordentlich klein. Es ist indessen zu beachten, dass nach Gl. 21 (S. 20) von einer Wärmemenge Q selbst in einem vollkommenen Kreisprocess nur die Wärme

$$AL = \frac{Q}{T}(T - T_1)$$

in Arbeit umgewandelt werden kann, so dass der Wirkungsgrad bei diesem Process nur

*) Bulletin de la société industrielle de Mulhouse. 1880. S. 212 u. f.

**) Proceedings of the institution of mechanical engineers. 1889. Juniheft.

$$\eta_c = \frac{Q(T - T_1)}{L\,T} = \frac{T - T_1}{T} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (89)$$

werden kann, welcher Werth bei $T_1 = 0$ am grössten d. h. gleich Eins wird. Da nun in einer Dampfmaschine, wenn von Ueberhitzung abgesehen wird, die Anfangstemperatur T von der Sättigungstemperatur des Kesseldampfes t abhängig ist, also höchstens $T = 273 + t$ wird, andererseits die Endtemperatur niemals bis zum absoluten Nullpunkt $T_1 = 0$ sinkt, sondern durch den Gegendruck bestimmt wird, welchen man bei Condensationsmaschinen, wie es die Schiffsmaschinen sämmtlich sind, im günstigsten Falle etwa gleich *0,1* alte Atm., mithin $t_1 = 46{,}2^0$ oder $T_1 = 273 + 46{,}2 = 319{,}2^0$ setzen kann, so ergiebt sich beispielsweise für eine Niederdruck-Condensationsmaschine, welche mit 2 alten Atm. Ueberdruck d. h. $t_1 = 133{,}9^0$ oder $T_1 = 273 + 133{,}9 = 406{,}9$ arbeitet, ein theoretischer calorischer Wirkungsgrad von

$$\eta_c = \frac{406{,}9 - 319{,}2}{406{,}9} = 0{,}216\,.$$

Wird noch die Abweichung des in der Dampfmaschine vor sich gehenden Kreisprocesses von dem vollkommenen und die Verschiedenheit der Zustandsänderungen des Wasserdampfes von jenen eines vollkommenen Gases in Betracht gezogen, so ergiebt sich nach Rechnungen von ZEUNER*):

Ueberdruck des Dampfes in alten Atm.:	2	4	9
Calorischer Wirkungsgrad des Kreisprocesses:	0,216	0,249	0,296
Calorischer Wirkungsgrad der Dampfmaschine:	0,201	0,229	0,287
Unterschied zwischen beiden in Proc. des ersteren:	6,94	8,03	9,80

40) Die französischen Schiffsmaschinen, deren calorischer Wirkungsgrad durch die Versuche im Mittel zu 0,12 gefunden wurde, arbeiten sämmtlich mit nahezu 4 alten Atm. Ueberdr., so dass ihr theoretisch erreichbarer calorischer Wirkungsgrad 0,229 betrug. In Wirklichkeit wurden daher in diesen Maschinen von der theoretisch in Arbeit verwandelbaren Wärme des Dampfes durchschnittlich $\frac{0{,}12 \,.\, 100}{0{,}229} = 52{,}5\,\%$ und im günstigsten Falle bei $\eta_c = 0{,}14$ rund $61\,\%$ in Arbeit umgesetzt. Für die „Meteor"-Maschine stellte sich dieses Verhältniss auf $62\,\%$. (Vergleiche hiermit § 18, 33.) Diese Procentzahlen werden für jeden einzelnen Fall noch günstiger, wenn bei der Berechnung von η_c in Gl. 89 die entsprechende Anfangstemperatur des Dampfes im Cylinder sowie die Ausströmungstemperatur in den Condensator eingesetzt wird, insofern als sich dann der theoretische Werth von η_c kleiner als 0,229 ergiebt.

Relative Grösse des calorischen Wirkungsgrades.

*) G. ZEUNER. Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie. Leipzig 1877. S. 464 u. 465.

Ueberschläglicher Werth von η_c.

41) Unter der Annahme, dass in der Dampfmaschine ein umkehrbarer Kreisprocess eines vollkommenen Gases stattfindet, dessen Anfangstemperatur gleich der Sättigungstemperatur des Kesseldampfes und dessen Endtemperatur $T_1 = 313^0$ ist, entsprechend einer auf rund $t_1 = 40^0$ zu veranschlagenden Condensatortemperatur, ergiebt sich als grösster nur theoretisch möglicher calorischer Wirkungsgrad für

Dampf von	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20 kg/qcm Ueberdruck.
$\eta_c =$	0,229	0,260	0,283	0,300	0,313	0,324	0,333	0,342	0,350	0,357

Für Ueberschlagsrechnungen genügt es, wenn man hiervon bei den gebräuchlichen Dampfspannungen von 2—10 kg/qcm Ueberdr. nach den am Schlusse von 39) mitgetheilten Zahlen 7—10 $^0/_0$ in Abzug bringt, um den höchsten calorischen Wirkungsgrad der Dampfmaschine festzustellen.

Werth der calorimetrischen Untersuchungen.

42) Für die Gewinnung deutlicher Vorstellungen von den Vorgängen in den Dampfcylindern und der damit verknüpften Entwicklung der Dampfmaschinentheorie sind calorimetrische Untersuchungen unerlässlich. Da sich aber das wirksame Gemisch von Dampf und Wasser in andauerndem Wärmeaustausche mit einer überwiegend grossen Metallmasse befindet, so dass die in den einzelnen 4 Perioden der Dampfwirkung gegenseitig ausgetauschten Wärmemengen unter Umständen von ähnlicher Grösse sein können, wie der Wärmewerth $A\,L$ der ganzen indicirten Arbeit, so muss neben der periodischen Zustandsänderung des Dampfes zugleich diejenige des Cylinders verfolgt werden. Diese letztere Untersuchung wird dadurch sehr erschwert, dass es hier nicht genügen würde, den jeweiligen Wärmezustand als mittleren in Rechnung zu ziehen, sondern dass auf die gleichzeitige Verschiedenheit dieses Zustandes in den verschiedenen Punkten der Cylinderwand wesentlich Rücksicht genommen werden müsste.

Schlussbetrachtung.

43) Erst wenn derartige calorimetrische Untersuchungen in Verbindung mit indikatorischen vorliegen, würde man daran denken können, die Gleichungen der Expansions- und Compressionscurve und die betreffenden Zustandsänderungen des Dampf- und Wassergemisches für den praktischen Gebrauch so darzustellen, dass nur gewissen Coefficienten die den betreffenden Umständen entsprechenden Werthe beigelegt zu werden brauchten. Bis dahin werden die calorimetrischen Untersuchungen für die Praxis nicht diejenige Wichtigkeit erreichen, welche die gegenwärtig allgemein ausgeführten rein indikatorischen Untersuchungen der Schiffsmaschinen besitzen.

§ 18.

Indikatorische Untersuchung der Schiffsmaschinen.

1) **I. Zweck der indikatorischen Untersuchung.** In der Regel werden von neuen Schiffsmaschinen während einer Probefahrt Indikatordiagramme abgenommen. Die Einrichtung des Indikators, die Art seiner Handhabung und seine vielfache Verwendbarkeit sind in einem späteren Abschnitte eingehend beschrieben. Früher wurden die Indikatordiagramme fast nur zur Feststellung der indicirten Pferdestärke und zur Beurtheilung der Dampf-*Vertheilung* benutzt, seit Einführung der Compoundmaschinen legt man sie aber auch der indikatorischen Untersuchung behufs Erforschung der Dampf-*Ausnutzung* zu Grunde. Zweck.

2) Durch die indikatorische Untersuchung einer Schiffsmaschine soll zunächst das Verhältniss zwischen der äussern Arbeit, welche das für jeden Hub im Kessel erzeugte, bezw. in den Cylinder gelangende Dampfgewicht theoretisch leistet, zu der von ihm wirklich verrichteten oder indicirten Arbeit festgestellt werden. Ferner soll der Nachweis geführt werden, ob und wie weit die vom Indikator gezeichneten Expansions- und Compressionslinien mit den angenommenen theoretischen Linien übereinstimmen, um aus den etwaigen Abweichungen die Ursachen zu erforschen, welche den Unterschied zwischen indicirter und theoretischer Leistung herbeiführen. Endlich soll die Grösse der inneren Condensation bezw. der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes in den Cylindern ermittelt werden. Ausnutzung des Dampfes.

3) Als einzig richtiger Massstab für die mehr oder minder gelungene Ausnutzung des Dampfes in einer Schiffsmaschine kann nur diejenige theoretische Leistung dienen, welche ein dem Speisewasserverbrauche während eines Hubes gleichkommendes Dampfgewicht in den Cylindern verrichtet. Erst in neuerer Zeit fängt man an, *diese* theoretische Leistung den indikatorischen Untersuchungen zu Grunde zu legen, während es bisher äusserst selten geschah, was theils auf die Verschiedenheit der Ideale zurückzuführen ist, welche den einzelnen Constructeuren vorschweben, und deren Erreichung von ihnen erstrebt wird, theils aber auch wohl in der nicht immer zu ermöglichenden Beschaffung aller für die Construction des strengen theoretischen Diagrammes erforderlichen Angaben gesucht werden muss. Massstab für die Ausnutzung des Dampfes.

4) Im Folgenden sind nach kurzer Besprechung des Indikatordiagrammes und des theoretischen Spannungsdiagrammes die verschiedenen Verfahren geschildert, nach welchen die indikatorische Untersuchung der Schiffsmaschinen hauptsächlich erfolgt. Eintheilung.

Indikatordiagramm.

5) **II. Das Indikatordiagramm.** Das von einem Indikator gezeichnete Spannungsdiagramm setzt sich zusammen aus:

a) der Einströmungslinie,
b) der Füllungslinie,
c) der Expansionslinie,
d) der Vorausströmungslinie,
e) der Gegendrucklinie,
f) der Compressionslinie.

Einströmungslinie.

6) a. *Die Einströmungslinie* (Tafel 2, Fig. 6) steigt von 0, dem Punkte, wo der Schieber kurz vor dem Hubwechsel des Kolbens den Eintrittskanal öffnet, meistens nahezu senkrecht bis auf 1 an, weil der Kolben zu dieser Zeit fast stillsteht, während sich der Schieber ziemlich schnell bewegt, so dass die Eröffnung des Eintrittskanals rasch erfolgt. Die Einströmungslinie 01 zeigt, wie die Spannung des Dampfes von der zuletzt vor dem Kolben herrschenden plötzlich bis zu der im Schieberkasten vorhandenen wächst.

Füllungslinie.

7) b. *Die Füllungslinie* von 1 bis 2 wird während des nun folgenden Dampfeintrittes in den Cylinder bei geöffnetem Kanal beschrieben. Bei gut ausgeführter Steuerung der Maschine muss die Füllungslinie nahezu der durch das Diagramm gelegten atmosphärischen Linie parallel sein, d. h. sie darf sich dieser Linie nicht auffallend nähern. Ein starker Abfall der Einströmungslinie nach der atm. Linie hin spricht immer für ungünstige Eintritts-Verhältnisse.

Expansionslinie.

8) c. *Die Expansionslinie* von 2 bis 3 zeigt die Aenderung der Dampfspannung nach dem Abschlusse der Dampfeinströmung. Dieser Abschluss erfolgt bei den Schiebersteuerungen der Schiffsmaschinen niemals ganz plötzlich, sondern allmählich und die hierdurch herbeigeführte Verengung des Eintrittskanals markirt sich durch eine mehr oder minder starke Abrundung der Diagrammlinie, welche es oft schwierig macht, den Punkt 2 — *den Expansionsanfangspunkt* — genau festzustellen. Namentlich wenn der Dampf gedrosselt wird, tritt eine sehr schlanke Abrundungscurve ein, wie in dem rechten Diagramm auf Tafel 1, Fig. 5. In der Praxis gilt die Regel, *dass als Expansionsanfangspunkt 2 derjenige Punkt der Indikatorcurve anzusehen ist, in welchem der Schieber den Eintrittskanal vollkommen abgeschlossen hat.* Nach HRABAK*) soll er (Tafel 1, Fig. 5) in dem Schnittpunkte a der beiden an die Füllungslinie und an die Expansionslinie gezogenen Tangenten verlegt werden. Nach diesem Verfahren erhält man aber eine *theoretische Füllung*, welche sich mit dem wirklichen Abschlusse der Einströmung nicht deckt. Beispielsweise erfolgt der wirkliche Abschluss des Dampf-

*) J. HRABÁK. Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker. Berlin 1883. Einleitung. S. XXVIII.

eintritts in dem vorliegenden Diagramm bei 0,3 H d. i. bei 0,3 des Kolbenlaufes, wogegen die theoretische Füllung diesen Abschluss schon bei 0,25 H eintreten lässt. Die genaue Festlegung des Expansionsanfangspunktes ist für einzelne Arten der indikatorischen Untersuchung (siehe unter 45) von besonderer Bedeutung. — Die theoretischen Linien, deren man sich zur Darstellung der Expansionslinie des Indikator-Diagrammes bedient, sind unter 22) angeführt.

9) d. *Die Vorausströmungslinie* von 3 bis 4 schliesst an die Expansionslinie als stärker abfallende Curve an. Bei Condensationsmaschinen ist die Druckabnahme während des nach 0,85—0,95 des Hubes beginnenden Vorausströmens in der Regel bemerkbarer als bei Auspuffmaschinen. Auch der Punkt 3 — *der Expansionsendpunkt* — in welchem der Schieber den Austrittskanal zu öffnen beginnt, ist wegen der schleichenden Schieberbewegung zuweilen nicht leicht erkennbar, er ist unter sonst normalen Verhältnissen stets dort anzunehmen, wo sich ein Abfall von der Expansionslinie merklich zu machen anfängt. Eine sorgfältige Bestimmung des Expansionsendpunktes ist deswegen häufig erforderlich, weil das Indikatordiagramm am Ende der Expansionsperiode, wo schon Nachdampfen im Cylinder eingetreten ist, die grösste Dampfmenge nachweist, welche es überhaupt sichtbar machen kann. Aus diesem Grunde erlangt der Punkt 3 nicht nur eine gewisse Bedeutung bei indikatorischen Untersuchungen (siehe unter 44), sondern auch bei der Berechnung des Dampfverbrauches nach dem Verfahren von WARRINGTON (siehe weiter hinten den § über „Dampfverbrauch“), sowie bei der Ermittelung der wirthschaftlichsten Schiffsgeschwindigkeit nach der in der englischen Marine vorgeschriebenen Methode von RYDER (siehe weiter hinten den § über „Probefahrten“). Vorausströmungslinie.

10) e. *Die Gegendrucklinie* von 4 bis 5 giebt den Druck an, welchen der Kolben während seines Rücklaufes zu überwinden hat. Sie fällt bei Auspuffmaschinen nahezu mit der atm. Linie zusammen, während sie sich bei Condensationsmaschinen der Nulllinie um so mehr nähert, je grösser die Wirkung des Condensators ist. In der Nähe des Punktes 4 ist die Gegendrucklinie am weitesten von der atm. bezw. Nulllinie entfernt entsprechend dem Widerstande, welchen der Dampf bei der Ausströmung erfährt. Gegendrucklinie.

11) f. *Die Compressionslinie* von 5 bis 0 veranschaulicht die Zunahme der Spannung vor dem Kolben, nachdem der Ausströmungskanal geschlossen wurde. Je nach der Eigenthümlichkeit der Steuerung besitzt die Compressionslinie eine grössere oder geringere Länge, bei Maschinen mit Einschiebersteuerung und kleiner Füllung kann sie den grössten Theil der unteren Begrenzung des Diagrammes einnehmen, während sie bei Maschinen, die mit sehr grossen Compressionslinie.

Füllungen arbeiten, mitunter auf eine kaum erkennbare Abrundung der Diagrammecke bei 0 zusammenschrumpft. Der Punkt 5 — *der Compressionsanfangspunkt* — in welchem der Abschluss des Ausströmungskanales vollkommen erfolgt ist, lässt sich ebenfalls nicht immer in gewünschter Schärfe erkennen, weil die Drosselung des Dampfes durch den langsam abschneidenden Schieber den Gegendruck steigert, ehe der Austritt vollkommen geschlossen ist.

Gleichung der Compressionslinie.

12) Wie hier gleich erwähnt werden soll, entspricht die Compressionslinie des Indikatordiagrammes nach Untersuchungen von KÁŠ*) am besten einer Adiabate von der Form:

$pv^{0,9} = const.$ für Condensationsmaschinen ohne Dampfmäntel,
$pv^{1,0} = const.$ für Auspuffmaschinen ohne Dampfmäntel,
$pv^{1,1} = const.$ für Maschinen mit Dampfmänteln,
$pv^{1,2} = const.$ für Maschinen mit Dampfmänteln, welche trockenen Dampf verarbeiten.

SCHRÖTER**) bestätigt die Richtigkeit des letztern Exponenten für die Compressionslinie von Maschinen, deren Dampf nur eine sehr geringe Feuchtigkeit besitzt, namentlich aber für die Niederdruckcylinder der Compoundmaschinen, für welche er ihn auch verwendet. Es dürfte sich daher empfehlen, bei besonderer Berücksichtigung der Compression (siehe unter 51) die theoretische Compressionslinie nach dem § 6, 26 erläuterten Verfahren unter Anwendung des Exponenten 1,2 zu construiren.

Mittleres Indikatordiagramm.

13) Indikatordiagramme, welche zur Zusammenlegung behufs Untersuchung einer Dampfmaschine abgenommen sind, sollten niemals einzeln, sondern nur gemittelt verwendet werden. Man erhält einen viel besseren Einblick in die Durchschnittsleistung der Maschine, wenn man aus dem zusammen genommenen Kurbel- und Deckelseiten-Diagramm jedes Cylinders der Maschine je ein *mittleres Indikatordiagramm* entwirft. Wo später beim Zusammenlegen der Indikatordiagramme von den Diagrammen der einzelnen Cylinder die Rede ist, *sind stets derartige mittlere Diagramme gemeint.*

Theoretisches Spannungsdiagramm.

14) **III. Das theoretische Spannungsdiagramm.** Zum Entwurfe eines theoretischen Spannungsdiagramms müssen gegeben sein:

a) die Dampfspannung,
b) das Endvolumen,
c) das Anfangsvolumen,
d) das Gesetz der Zustandsänderung des im Cylinder expandirenden Dampfes.

*) J. HRABÁK. Hilfsbuch für Dampfmaschinentechniker. Berlin 1883. Theoretische Beilage. S. 58.

**) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1884. S. 192.

15) a. **Die Dampfspannung** wird als Ueberdruck am Manometer des Kessels abgelesen und bildet senkrecht an die atm. Linie angetragen die Anfangsordinate AC des theoretischen Diagramms (Tafel 2, Fig. 6), für welches angenommen wird, dass sich der Dampf im Condensator vollständig niederschlägt, weswegen vor dem Kolben absolute Luftleere oder ein Gegendruck gleich Null herrscht. Dieser Annahme entsprechend ist die Ordinate der Anfangsspannung unter die atm. Linie soweit zu verlängern, bis sie die derselben parallele Linie — *die Nulllinie* — trifft, welche das vollständige Vacuum darstellt. Die senkrechte Entfernung der Nulllinie AB von der atm. Linie wird durch den für die Einzeichnung der Dampfspannung gewählten Massstab bedingt, welcher am zweckmässigsten in Uebereinstimmung mit jenem der gewöhnlichen Indikatorfedern genommen wird, der meistens besitzt: Dampfspannung.

eine Länge von:	50	25	20	15	12	10	9	8	7	6	6	5	4 mm
für eine Spannung von:	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	15 kg/qcm

Ueberdruck.

Hier ist für einen Ueberdruck von 4 kg/qcm dementsprechend 15 mm = 1 kg/qcm genommen und daher wird die senkrechte Entfernung der Nulllinie AB von der atm. Linie, weil 1 alte Atm. = 1,0334 kg/qcm ist, gleich $1{,}0334 \,.\, 15 = 15{,}5$ mm.

16) Bei sehr genauen wissenschaftlichen Untersuchungen ist zur Ermittelung des Abstandes der Nulllinie von der atm. Linie ausser einer sorgfältigen Prüfung der Indikatorfeder auf die Uebereinstimmung mit ihrem Massstab, wovon im Abschnitte über den Indikator die Rede sein wird, noch eine Barometerbeobachtung erforderlich. Ergiebt die erstere die Richtigkeit des Federmassstabes, hier 15 mm = 1 kg/qcm und zeigt das Barometer während der Abnahme des Indikatordiagrammes beispielsweise einen Druck von 73,54 cm, so beträgt der zur Zeit herrschende Atmosphärendruck $1{,}0334 \,.\, \frac{73{,}54}{76{,}00}$ kg/qcm und die Entfernung der Nulllinie von der atm. Linie würde in diesem Falle Genaue Festlegung der Nulllinie.

$$\frac{1{,}0334 \,.\, 73{,}54}{76} \,.\, 15 = 15 \text{ mm}$$

sein, weil der Bruch gerade gleich 1 ist.

17) b. **Das Endvolumen des Dampfes** im Cylinder setzt sich zusammen aus: dem während des Hubes vom Kolben beschriebenen Volumen und dem Volumen des schädlichen Raumes. Endvolumen des Dampfes.

18) *Das vom Kolben während des Hubes beschriebene Volumen* wurde hier deshalb vorangesetzt, weil die anderen noch in Betracht zu ziehenden Volumina meistens in Procenten desselben angegeben werden. Da die aufeinanderfolgenden, vom Kolben beschriebenen Volumina (gleich dem Produkte aus der effektiven Fläche des Kolbens [siehe Vom Kolben beschriebenes Volumen.

den § über „Pferdestärke"] und der jeweilig zurückgelegten Hubstrecke) der stets gleichbleibenden Fläche wegen, den entsprechenden Hubstrecken direkt proportional sind, so können in dem zu entwerfenden Diagramm die Volumina durch die Hubstrecken dargestellt werden. Der Einfachheit und Bequemlichkeit wegen ist es rathsam, wenn irgend durchführbar, dem am Cylinder abzunehmenden Indikatordiagramm eine Länge von 100 mm zu geben. Die Abscisse, welche das vom Kolben während des Hubes beschriebene Volumen AB darstellt, erhält daher im theoretischen Diagramm ebenfalls eine Länge von 100 mm. Bei der hier zu Grunde gelegten Einfach-Expansionsmaschine mit Dampfmänteln betrug der Hub 450 mm, in Fig. 6 auf Tafel 2 stellt also 1 mm Diagrammlänge 4,5 mm Hublänge vor.

Volumen des schädlichen Raumes.

19) *Das Volumen des schädlichen Raumes* oder des Spielraumes zwischen dem auf seinem Todpunkte stehenden Kolben und dem Cylinder-Deckel bezw. -Boden nebst dem Inhalte des zugehörigen Eintrittskanales ist der unregelmässigen Form des letzteren wegen selten genau zu berechnen. Man ermittelt es am zweckmässigsten, indem man den Kolbenumfang an einem Hubende vom Cylinderinnern aus mit Talg, Wachs oder dergl. wasserdicht verklebt, und darauf diese Räume bis zum Spiegel des Vertheilungs- bezw. Expansions-Schiebers mittels eines geaichten Gefässes mit Wasser füllt. In gleicher Weise muss dann am andern Hubende vorgegangen werden, weil bei Schiffsmaschinen beide schädlichen Räume selten gleich gross sind, und erst das arithmetische Mittel aus beiden bildet das gesuchte Volumen des schädlichen Raumes. Ergiebt sich schon aus der Zeichnung, dass beide schädlichen Räume fast dieselbe Grösse haben, so genügt die Ausmessung eines derselben. Wenn man das Innere des Cylinders zum Verkleben des Kolbens behufs Ausmessung des schädlichen Raumes mit Wasser nicht erreichen kann, so kann man letzteren auch mit Sand ausfüllen. Im vorliegenden Falle betrug das arithmetische Mittel der Füllung des schädlichen Raumes bei einem Cylinderdurchmesser von 700 mm 14,7 Liter Wasser, sein Volumen stellte sich daher auf 8,5 % des vom Kolben beschriebenen Volumens von 0,173 cbm. Da das letztere in dem theoretischen Diagramm durch die Linie AB von 100 mm Länge dargestellt ist, so braucht man an diese nur das Stück $OA = 8,5$ mm zu setzen, um durch OB das Endvolumen des Dampfes im Cylinder zu bezeichnen.

Anfangsvolumen des Dampfes.

20) c. **Das Anfangsvolumen des Dampfes** im Cylinder besteht aus:
dem Volumen des schädlichen Raumes und
dem Volumen des Füllungshubes.

Inwiefern für Maschinen mit ausgeprägter Compression das unter 19) ermittelte Volumen des schädlichen Raumes für die genaue

Darstellung des Anfangsvolumens einer Berichtigung bedarf, ist unter 51) auseinandergesetzt.

21) *Das theoretische Füllungsvolumen* folgt aus der Voraussetzung, dass im Beharrungszustande bei vollkommener Dichtheit des Kessels und der Rohrleitung das verbrauchte Dampfgewicht gleich dem erforderlichen Speisewassergewicht ist. Durch Entnahme des Speisewassers aus einem vorher ausgemessenen Behälter während einer bestimmten Zeit, die einer gewissen Zahl von Hüben entspricht, lässt sich das Dampfgewicht für einen Hub genau ermitteln. Für die hier gewählte Maschine fand es sich zu 0,1425 kg, mithin nahm es nach Colonne 10 der Tabelle auf Seite 30 bei 5 kg/qcm absoluter Kesselspannung ein Volumen von $0{,}1425 \,.\, 0{,}3754 = 0{,}0535$ cbm oder von rund 31 % des vom Kolben beschriebenen Volumens ein. Trägt man demnach von C nach J parallel zu AB 31 mm ab, so zeigt die Linie CJ das Füllungs- und NJ das Anfangs-Volumen in dem theoretischen Diagramm. Andere hiervon abweichende, namentlich bei Ermittelung des Feuchtigkeitsgehalts (siehe unter 34) eintretende Bestimmungen des Anfangsvolumens sind weiter hinten bei den verschiedenen Arten der indikatorischen Untersuchung zur Sprache gebracht. Theoretisches Füllungs-volumen.

22) d. **Das Gesetz für die Zustandsänderung des gesättigten Wasserdampfes** bei der Expansion suchte man darzustellen durch: Gesetze der Zustandsänderungen des Wasserdampfes.

α) die Adiabate des gesättigten Wasserdampfes,
β) die Curve constanter Dampfmenge,
γ) die Isotherme vollkommener Gase.

23) α. *Die Adiabate des gesättigten Wasserdampfes* ist besonders von Rankine*) und Zeuner**) an Stelle der Expansionscurve des Indikatordiagrammes gesetzt worden. Die Uebertragung der Lehren der mechanischen Wärmetheorie auf die Vorgänge in der Dampfmaschine führte beide zu der Ansicht, dass die Expansion des Dampfes namentlich in Cylindern mit Dampfmänteln ohne besondere Wärme-Zuführung und -Ableitung vor sich gehen müsse. Inzwischen hat aber die Erfahrung gezeigt, dass die Indikatorcurve in den Diagrammen von guten Maschinen regelmässig höher liegt als die durch den Expansionsanfangspunkt (siehe unter 8) gelegte Adiabate des gesättigten Wasserdampfes, welche mit $pv^n = const.$ nach § 6, 26 entworfen wird, und deren für n gebräuchliche Exponenten auf Seite 43 oben angegeben sind. Die Erhebung der Indikatorcurve über die Adiabate, welche z. B. aus den Diagrammen Tafel 1, Fig. 5 und 6; sowie Tafel 3, Fig. 2 und Tafel 4, Fig. 1 ersichtlich ist, wurde zuerst durch den Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes erklärt, welcher Adiabate des gesättigten Wasserdampfes.

*) W. J. M. Rankine. A manual of the steam engine. London 1873. S. 383 und folgende.

**) G. Zeuner. Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie. Leipzig 1877. S. 468.

theoretisch allerdings eine grosse Annäherung der Adiabate an die Curve constanter Dampfmenge (siehe § 11, 23) ermöglicht. Allein Feuchtigkeitsgehalte bis zu 25 $^0/_0$, wie sie ZEUNER noch annimmt, kommen nach den im § 12 mitgetheilten neueren Untersuchungen in der Praxis überhaupt nicht vor, und selbst dann bliebe noch für einen Cylinder mit Dampfmantel der Einfluss der Metallwände auf den Dampf, wenn auch nach § 15, 24 in geringerem Grade als bei einem ungemantelten Cylinder bestehen, so dass streng genommen von einer adiabatischen Expansion nicht die Rede sein kann. Erscheint einmal ein Indikatordiagramm, dessen Expansionslinie sich der durch den Expansionsanfangspunkt gelegten Adiabate nähert, also tief unter der Linie constanter Dampfmenge liegt, so lässt dieses Diagramm auf ganz besonders ungünstige Verhältnisse, wie lecken Cylinder oder sehr undichten Kolben schliessen. Der noch in neuester Zeit von SAMUELSON*) unternommene Versuch, die adiabatische Expansion des Dampfes in den Cylindern nicht nur als wissenschaftlich begründet, sondern auch als praktisch bestätigt hinzustellen, muss ebenfalls als verfehlt gelten, weil sich die allgemeine Erfahrung nicht mit demselben deckt. Wenn trotzdem namentlich englische Ingenieure (siehe unter 55 und 58) die Adiabate des gesättigten Wasserdampfes als theoretische Expansionslinie anwenden, so geschieht es meistens deshalb, weil das von derselben umschlossene theoretische Spannungsdiagramm am kleinsten ausfällt, so dass die indicirte Arbeit von der auf diese Weise ermittelten theoretischen einen sehr hohen Procentsatz bildet, wodurch die Ausnutzung des Dampfes besser erscheint, als sie in Wirklichkeit war. (Vergleiche auch unter 35_4)).

Curve constanter Dampfmenge.

24) *β. Die Curve constanter Dampfmenge* (siehe § 11, 12 auf Seite 38) würde der Expansionslinie des Indikatordiagramms genau entsprechen, wenn erstens der gesättigte Dampf vollständig trocken wäre, was bei Schiffsmaschinen leider selten der Fall ist, und wenn er zweitens während der Expansion trocken bliebe. Da er sich aber beim Eintritt an den Cylinderwänden etwas niederschlägt und weiter durch die Arbeitsverrichtung bei der Expansion theilweise condensirt (siehe § 11, 5 auf Seite 35), so muss sich in demselben ein gewisser Wassergehalt bilden, welcher das Gleichbleiben des Dampfgewichtes verhindert. Nach dieser Curve kann also der gesättigte Wasserdampf, ganz abgesehen von dem noch gegen das Ende der Expansion sich bemerkbar machenden Nachdampfen, ebenso wenig expandiren wie nach der Adiabate. Es kommt indessen vor, dass sehr gut ausgeführte Einfach-Expansionsmaschinen mit Condensation und Dampfmänteln, sowie mit schnell

*) A. SAMUELSON. Das wahre Gesetz der Dampfexpansion. Hamburg 1888. S. 20.

und dicht schliessenden Steuerungsorganen, wie z. B. Corliss-Maschinen, Indikatordiagramme mit Expansionslinien liefern, die der durch den Expansionsanfangspunkt gelegten Curve constanter Dampfmenge ausserordentlich nahe kommen, d. h. nur wenig unterhalb derselben verlaufen. Gewöhnlich liegt die Indikator-Expansionslinie von Einfach-Expansionsmaschinen mit geheizten Cylindern und Condensation anfänglich etwas tiefer als die durch den Expansionsanfangspunkt gelegte Curve constanter Dampfmenge, über welche sie sich gegen das Ende, wie Tafel 2 Fig. 6 zeigt, beträchtlich erhebt. Bei ungeheizten Cylindern ist die anfänglich tiefere und später höhere Lage, wie dies besonders die Diagramme der in Düsseldorf*) untersuchten Maschinen zeigen, viel merklicher.

Construction der Curve constanter Dampfmenge.

25) Da die Curve constanter Dampfmenge bei den indikatorischen Untersuchungen vielfach von englischen Ingenieuren zur Sichtbarmachung der infolge der inneren Condensation eintretenden Dampfverluste benutzt wird, so möge nachstehend die von ihnen gewöhnlich angewendete Construction derselben folgen. Für trockenen Dampf, dessen Wassergehalt gleich 0 ist, wird $x = 1$ und dessen Zustandsänderung lässt sich nach FAIRBAIRN und TATE angenähert durch die Formel ausdrücken:

$$(v - 0{,}41)\,(p + 0{,}35) = const. \qquad (90)$$

wenn das Volumen v in Kubikfuss engl. und die Dampfspannung p in Pfund engl. auf den Quadratzoll engl. gegeben ist. In Metermass umgerechnet lautet diese Formel:

$$(v - 0{,}0116)\,(p + 0{,}0246) = const. \qquad (90^a)$$

worin v in cbm. und p in kg/qcm eingesetzt werden müssen. Nach dieser Formel zeichnet sich die Hyperbel, welche die Curve constanter Dampfmenge — die *saturation curve* der Engländer — bildet, indem man den nach 19) gefundenen Punkt O in Figur 6 auf Tafel 2 zunächst um so viel mm nach rechts verschiebt, als 0,0116 cbm in dem angenommenen Volumen-Massstabe entsprechen. In dem hier vorausgesetzten Falle würden es 6,7 mm sein, weil 0,173 cbm = 100 mm waren. Weiter ist dieser Punkt noch um so viel mm nach unten zu rücken, wie einer Spannung von 0,0246 kg/qcm in dem angenommenen Spannungs-Massstabe gleichkommen. Da nach 15) 1 kg/qcm = 15 mm sein sollte, so rückt der Punkt $0{,}0246 \,.\, 15 = 0{,}37$ mm unter die bisherige Abscissenaxe oder mit andern Worten diese wird um 0,37 mm tiefer gelegt, wie in der Figur durch die untere punktirte Linie angedeutet ist. Der so gefundene Punkt X ist dann als der Pol anzusehen, aus welchem nach dem § 6, 16 beschriebenen Verfahren eine Hyperbel zu konstruiren ist, welche die Curve constanter Dampfmenge liefert. — Wie schon

*) Die Untersuchungen an Dampfmaschinen und Dampfkesseln u. s. w. Aachen 1881, Tafel 12 u. 13.

§ 11, 23 auf Seite 44 bemerkt wurde, ersetzt RANKINE und nach ihm viele Constructeure die Curve constanter Dampfmenge durch eine aus O zu entwerfende Adiabate von der Form $pv^{\frac{17}{16}} = const.$, welche der Indikator-Expansionslinie ziemlich nahe kommt, wenn in gut geheizten Cylindern trockener Dampf expandirt.

Mariotte'sche Linie.

26) *γ. Die Isotherme vollkommener Gase* oder die dem Mariotte'schen Gesetz $pv = const.$ entsprechende Curve wurde vor der Begründung der mechanischen Wärmetheorie fast allgemein als mit der Expansionslinie des Indikatordiagrammes übereinstimmend angesehen. Im Laufe der Zeit zeigten indessen wiederholt angestellte Untersuchungen, dass sich die Expansionslinie des Indikators nur dann der durch den Expansionsanfangspunkt gelegten Mariotte'schen Linie gleichmässig anschliesst, also höher liegt als die Curve constanter Dampfmenge, wenn vollkommen trockener Dampf in sehr stark geheizten Cylindern expandirt, wogegen diese Linie in den Diagrammen, welche von der Expansion trockenen Dampfes in ungeheizten Cylindern herrühren, erst gegen ihr Ende eine mehr oder minder erkennbare Annäherung an die Mariotte'sche Curve aufweist. Letzteren Umstand suchten zuerst deutsche Ingenieure durch die Undichtheiten der Steuerungsorgane, welche einen Nachschub frischen Dampfes während der Expansionsperiode gestatten, französische Ingenieure dagegen durch den Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes zu erklären, der im Cylinder theilweise verdampft wird. Erst durch die Arbeiten der § 15, 1 erwähnten Ingenieure wurde in der geschilderten anfänglichen inneren Condensation und dem späteren Nachdampfen der hauptsächlichste Grund für diese selbst bei dicht schliessenden Schiebern und bei trockenem Dampf in ungeheizten Cylindern beobachtete Erscheinung gefunden.

Indikatorcurve höher als die Mariotte'sche Linie.

27) Nur wenn sich die Indikator-Expansionslinie über die Mariotte'sche Linie erhebt, behalten die obigen Erklärungen ihre Gültigkeit und zwar ist entweder der Schieber undicht, wenn der Uebergang von der Füllungs- zur Expansionslinie kaum erkennbar ist, oder der Dampf gelangte nass in die Cylinder, wenn die Expansionslinie des Diagrammes anfänglich eine Strecke lang normal verläuft und dann erst die Mariotte'sche Linie beträchtlich überschreitet, wie das Diagramm Fig. 6, Taf. 2 zeigt. In jedem Falle lässt ein Diagramm, dessen Expansionslinie höher als die Mariotte'sche Linie liegt, auf ungünstige Verhältnisse schliessen.

Allgemeine Lage der Indikatorcurve zur Mariotte'schen Linie.

28) Die vorstehenden Ausführungen finde ich durch die mir vorliegenden Indikatordiagramme einer grossen Zahl deutscher Kriegsschiffsmaschinen lediglich bestätigt. Sie zeigen, wie das Indikatordiagramm Fig. 5 auf Tafel 1, dass sich die Expansionslinie bei ungeheizten Cylindern gegen das Ende ihres Laufes infolge des Nachdampfens der Mariotte'schen Linie immer ziemlich nahe anschliesst, und zwar

um so näher, je feuchter der Dampf war. Wegen der mässigen Heizung, welche die Cylinder der Schiffsmaschinen durch den in den Mänteln ruhenden Dampf nur erfahren, erreicht zwar auch die Linie des in geheizten Cylindern expandirenden Dampfes die Mariotte'sche Linie nicht vollständig, folgt derselben aber viel gleichmässiger als dies bei ungeheizten Cylindern der Fall ist, wie Fig. 6 auf Tafel 1 erkennen lässt. Mit diesen Beobachtungen decken sich nicht nur die bei der Untersuchung von 10 Dampfmaschinen auf der Düsseldorfer Ausstellung*) im Jahre 1880 gemachten Erfahrungen, sondern auch diejenigen des bekannten Constructeurs Otto H. MUELLER, welcher nach seinen Mittheilungen**) mehr als 2000 Indikatordiagramme von nahezu 700 Dampfcylindern untersuchte. Darnach fällt die Expansionslinie des Indikatordiagrammes bei intensiver Heizung des Cylinders mit der Mariotte'schen Linie noch bis zu 7facher Expansion in Einfach-Expansionsmaschinen und bis zu 12facher in Compoundmaschinen zusammen.

Anwendung des Mariotte'schen Gesetzes für die Expansion des Dampfes.

29) Das Mariotte'sche Gesetz entspricht demnach dem wirklichen Verhalten des in geheizten Cylindern expandirenden trockenen Wasserdampfes noch am besten, weswegen es in der Praxis noch heute, wenn auch nicht mehr als theoretisch begründetes, so doch als rein zufällig geltendes, empirisches Gesetz in überwiegendem Masse Anwendung findet. Auch in diesem Buche ist es im Einklange mit neuern Schriften deutscher Ingenieure, wie VOELCKERS***), SCHRÖTER****), ROSENKRANZ*****); österreichischer Ingenieure wie RADINGER†), PICHLER††), HRABÁK†††) und französischer Ingenieure wie LEDIEU††††) und BIENAYMÉ†††††) der indikatorischen Untersuchung und später der Berechnung der Dampfmaschine zu Grunde gelegt.

Fertigstellung des Umhüllungs-diagrammes.

30) Nachdem die Mariotte'sche Linie als theoretische Expansionslinie angenommen ist, erübrigt zur Fertigstellung des theoretischen Spannungsdiagrammes Fig. 6 auf Tafel 2 nur noch ihre Einzeichnung nach dem § 6, 16 erläuterten und Tafel 1 Fig. 1 dargestellten Verfahren zwischen dem Anfangsvolumen NJ und dem Endvolumen OB von dem Pol O aus. Falls man statt der Mariotte'schen Linie die

*) Die Untersuchungen von Dampfmaschinen und Dampfkesseln u. s. w. Aachen 1881. S. 12 unter 6).

**) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1889. S. 172.

***) J. VOELCKERS. Der Indikator. II. Aufl. Berlin 1878.

****) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1884. S. 191.

*****) P. H. ROSENKRANZ. Der Indikator und seine Diagramme. Berlin 1885.

†) J. F. RADINGER. Ueber Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. Wien 1872.

††) M. Ritter von PICHLER. Der Indikator und seine Diagramme. Wien 1880.

†††) J. HRABÁK. Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker. Berlin 1883.

††††) A. LEDIEU. Les nouvelles machines marines. Paris 1876—1882.

†††††) A. BIENAYMÉ. Les machines marines. Paris 1887.

Curve constanter Dampfmenge wählen will, bleiben Anfangs- und Endvolumen dasselbe, an die Stelle des Poles *O* tritt aber der nach 25) bestimmte Punkt *X*. Soll die Expansionscurve eine Adiabate sein, so ist dieselbe aus *O* mit *NJ* und *NO* nach § 6, 26 und Tafel 1 Fig. 2 zu beschreiben. Des Vergleiches wegen sind in Fig. 6 auf Tafel 2 alle 3 Curven eingezeichnet. Die letzte Ordinate *BL* der Expansionscurve liefert die Endspannung im Cylinder und schliesst das Diagramm *ONJLB* ab. Man zieht nun noch die Ordinate *AC*, dann stellt *ONCA* den Inhalt des schädlichen Raumes dar.

Zusammenlegen der Diagramme von Einfach-Expansionsmaschinen.

31) **IV. Das Zusammenlegen der Diagramme von Einfach-Expansionsmaschinen** behufs Untersuchung der Wirthschaftlichkeit der Maschine erfolgt auf folgende Weise: In das theoretische Diagramm, welches wie vorstehend beschrieben zu entwerfen ist, wird das Indikatordiagramm derartig eingezeichnet, dass die atm. Linie beider Diagramme ebenso wie die Einströmungslinie 01 des Indikatordiagrammes mit der Begrenzungslinie *AC* des schädlichen Raumes im theoretischen Diagramm zusammenfällt (Fig. 6 auf Tafel 2). Wie unter 18) erwähnt, ist es am zweckmässigsten, die Länge der den Cylinderinhalt darstellenden Abscisse *AB* des theoretischen Diagrammes gleich 100 mm zu machen und die des Indikatordiagrammes ebenfalls 100 mm lang zeichnen zu lassen. Ist letzteres nicht zu erreichen oder sind die Indikatordiagramme bereits mit verschiedener Länge abgenommen, so müssen sie auf die Länge von 100 mm verstreckt bezw. verkürzt werden.

Verstrecken von Indikator-Diagrammen.

32) *Das Verstrecken eines Indikator-Diagrammes* vollzieht sich am bequemsten, wenn man dasselbe (Tafel 2, Fig. 7) mit dem in jedem Indikatorkasten enthaltenen Rostraten in 10 gleiche Theile theilt und die hierdurch entstehenden Ordinaten 1, 2, 3 u. s. w. in entsprechender Reihenfolge auf die in Abständen von 1 cm gezogenen Vertikalen I, II, III u. s. w. von der atm. Linie nach oben und unten abträgt. Werden die Endpunkte der abgetragenen Ordinaten mit einander verbunden, so entsteht das punktirt gezeichnete verstreckte Diagramm. In analoger Weise werden Indikatordiagramme, welche länger als 100 mm sind, verkürzt. Mit dem Verstrecken bezw. Verkürzen der Diagramme lässt sich das Mitteln derselben (siehe unter 13) aus Kurbel- und Deckelseiten-Diagramm leicht verbinden, wenn man die entsprechenden Ordinaten beider Diagramme von der atm. Linie nach oben und unten abträgt und als Begrenzung des mittleren Diagramms die durch die mittleren Ordinatenlängen gezogene Linie auffasst.

Völligkeit der Diagramme.

33) Nach dem Einzeichnen des Indikatordiagrammes in das theoretische wird meistens die zwischen beiden liegende Fläche schraffirt, welche den Unterschied zwischen der theoretischen und der wirklich geleisteten Arbeit des Dampfes — *den Arbeitsverlust* — während eines

Hubes darstellt. Darauf bleibt noch der Flächeninhalt des theoretischen und des Indikator-Diagrammes zu ermitteln, was am schnellsten und genauesten mit Hülfe eines AMSLER-LAFFON'schen Polarplanimeters geschieht, von welchem Instrument bei der Berechnung der indicirten Pferdestärke einer Schiffsmaschine noch die Rede sein wird. Stellt sich der Inhalt des theoretischen Diagramms auf L_t qmm, derjenige des Indikatordiagrammes auf L_i qmm, so giebt der Coefficient

$$\beta = \frac{L_i}{L_t} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (91)$$

die Völligkeit des theoretischen Spannungsdiagrammes oder den Bruchtheil der aus dem Speisewassergewicht des Dampfes theoretisch erhältlichen Arbeit an, welche im Cylinder wirklich geleistet ist. Diese *absolute Völligkeit* ist das *„accountable"* der englischen und nordamerikanischen Ingenieure. Für das zusammengelegte Diagramm Fig. 6 auf Tafel 2 ist die Völligkeit:

$$\beta = \frac{\textit{Fläche } 012345}{\textit{Fläche } ONJLB} = 0{,}55$$

d. h. von der äusseren Arbeit, welche einem dem Speisewasserverbrauch gleichkommenden Dampfgewicht inne wohnt, werden nur 55 % im Cylinder nutzbar gemacht, während 45 % verloren gehen. Mit andern Worten: Von jedem in den Kessel geführten und dort verdampfenden kg Speisewasser gelangen in der vorliegenden Maschine nur 0,55 kg zur vollkommenen Ausnutzung, während 0,45 kg durch die Abkühlung in der Rohrleitung, durch die anfängliche innere Condensation im Cylinder und durch Undichtheiten für die Arbeitsverrichtung verloren gehen. Die Völligkeit von 0,55 ist klein, was hauptsächlich dem grossen schädlichen Raum und der geringen Compression bei der vorliegenden Maschine zuzuschreiben ist. Wäre die letztere hier berücksichtigt worden und wäre der schädliche Raum nicht so gross, so würde sich etwa $\beta = 0{,}60$ herausstellen und das ist ein Werth, wie er ungefähr dem § 17, 40 gefundenen calorischen Wirkungsgrade η_c entspricht, der übrigens ganz dasselbe ausdrückt, weil nach demselben in den französischen Schiffsmaschinen (siehe Tabelle auf Seite 122 und 123) 50 bis 61 % der im Speisewassergewicht des Dampfes enthaltenen Wärme in indicirte Arbeit umgesetzt wurde. Nach den Versuchen von EMERY (siehe die Tabellen auf Seite 86 und 87), welche leider nicht mit der erforderlichen wissenschaftlichen Strenge durchgeführt sind und deshalb nach neueren Erfahrungen etwas zu grosse Werthe liefern, beträgt die absolute Völligkeit im allgemeinen:

bei Einfach-Expansions-Schiffsmaschinen ohne
Dampfmäntel $\beta = 0{,}60$ bis $0{,}70$

bei Einfach-Expansions-Schiffsmaschinen mit Dampfmänteln $\beta = 0{,}70$ bis $0{,}80$

bei guten stationären Einfach-Expansions-Corlissmaschinen soll β nach Otto H. MUELLER*) sogar bis auf 0,85 steigen.

Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes.

34) UNWIN**) legt durch den Punkt J des Speisewasserverbrauches Tafel 2, Fig. 6 eine Adiabate JL_1 statt der nach 29) von den meisten Autoren gewählten Isotherme JL, zieht durch die Spannungsordinate ON eine Schaar von Horizontalen und trägt auf jede derselben die zu der betreffenden Spannung gehörige Abscisse des Indikatordiagrammes il von ON als $i_1 l_1$ ab, dann ermöglicht die Fläche des entstehenden punktirten Diagrammes $n\, l_1\, e\, m$ gegenüber derjenigen des theoretischen Diagrammes $ONJL_1B$ einen sehr übersichtlichen Vergleich zwischen der in der untersuchten Maschine geleisteten indicirten Arbeit und der in einer entsprechenden, vollkommenen Maschine mit wärmedichten Cylindern, idealer Steuerung und ohne schädliche Räume theoretisch erreichbaren Arbeit. Er zieht dann von dem Dampfvolumen NJ, welches den Speisewasserverbrauch für jeden Hub darstellt, das Volumen $J_1 J$ ab, welches bei jedem Hube für die Füllung der Dampfmäntel erforderlich ist, und legt durch J_1 eine Curve constanter Dampfmenge $J_1 L_2$. Ein Vergleich der Abscisse $i_1 l$ = dem in jedem Augenblicke während der Expansion im Cylinder und dem zugehörigen schädlichen Raum sichtbar nachweisbaren Dampfvolumen, mit der bis zur Curve constanter Dampfmenge $J_1 L_2$ verlängerten Abscisse $i_1 l_2$ = dem Volumen, welches zur selben Zeit nach dem Speisewasserverbrauch als vollkommen trockener Dampf im Cylinder vorhanden sein müsste, lässt dann einen Schluss auf die Feuchtigkeitsverhältnisse des Dampfes in der Expansionsperiode zu, weil das durch das Indikatordiagramm nicht nachgewiesene Volumen $l\, l_2$ nur als Wasser im Cylinder gegenwärtig sein kann. Der Bruch $\frac{i_1 l}{i_1 l_2}$ liefert das in 1 kg des Gemisches von Dampf und Wasser, welches bei jedem Hube in den Cylinder gelangt, in den einzelnen Stadien der Expansion enthaltene Gewicht x des trockenen Dampfes (siehe § 11, 2 auf Seite 32), während $\frac{l\, l_2}{i_1 l_2}$ das Gewicht $1 - x$ des Wassers ergiebt. Ferner erkennt man auch für jede Kolbenstellung AW aus der Ordinate Wl den indicirten Dampfdruck, während Wi_2 den Dampfdruck angiebt, der an dieser Stelle hinter dem Kolben herrschen müsste, wenn der das zugehörige Cylindervolumen ausfüllende reine Dampf soviel wie das für einen Hub benöthigte Speisewasser abzüglich des etwa verbrauchten Manteldampfes wiegen würde.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1889. S. 357.

**) Engineering 1889. I. S. 522.

35) *Die Abweichungen von dem erläuterten strengen Verfahren,* welches die theoretische Arbeit nach dem Speisewasserverbrauch beurtheilt wissen will, sind hauptsächlich folgende: Abweichungen beim Zusammenlegen von Diagrammen.

1) An Stelle der theoretischen Füllung (siehe unter 21) tritt die durch den Expansionsanfangspunkt 2 markirte Füllung und es entsteht dann mittels der durch diesen Punkt gelegten Mariotte'schen Linie DE eine Völligkeit

$$\beta = \frac{\textit{Fläche } 012345}{\textit{Fläche } ONDEB} = 0{,}71$$

d. h. ein Vergleich zwischen der indicirten und derjenigen theoretischen Leistung, welche das sichtbare Füllungsvolumen von der Kesselspannung ab leistet. Hierbei werden zwar noch die Verluste in der Rohrleitung (Unterschied zwischen Kesselspannungslinie ND und Eintrittsspannungslinie nd) theilweise in Betracht gezogen, nicht aber die durch die innere Condensation beim Eintritt vorkommenden. Die Völligkeit β liefert daher auch einen viel grösseren Werth als bei dem strengen Verfahren.

2) Wie bei 1) nur tritt an die Stelle der Kesselspannung die Eintrittsspannung (siehe Fig. 2, Tafel 3), das theoretische Diagramm verringert sich um das Stück $NDdn$ und es wird

$$\beta = \frac{\textit{Fläche } 012345}{\textit{Fläche } OndEB} = 0{,}75$$

also die Völligkeit noch grösser.

3) Wie bei 1) oder 2), an die Stelle der Mariotte'schen Linie DE tritt die Curve constanter Dampfmenge DE_1, dadurch wird das theoretische Diagramm kleiner und die Völligkeit β nochmals grösser.

4) Wie vorstehend mit einer durch den Punkt 2 gelegten Adiabate, dann ergeben sich, wenn noch die Verringerung des schädlichen Raumes durch die Compression berücksichtigt wird (siehe unter 51), die grössten Werthe für die Völligkeit β.

5) Zuweilen wird die Mariotte'sche Linie oder eine der andern Curven auch durch den Expansionsendpunkt 3 gelegt. Es entsteht dann nach dem schon unter 9) Angeführten ein Vergleich zwischen der indicirten Arbeit und der Arbeit des grössten durch das Indikatordiagramm sichtbar gemachten Dampfgewichtes. Auch hierbei kann man wieder bis zur Kessel- oder Eintritts-Spannungslinie rechnen.

36) Aus dem Vorstehenden dürfte zur Genüge hervorgehen, dass eine für irgend eine neue Maschine von deren Constructeur bei ihrer indikatorischen Untersuchung gefundene grosse Völligkeit β so lange gar nichts sagen will, als man nicht weiss, nach welchem Verfahren Schwankender Werth der Völligkeit.

sie gefunden wurde, und dass sich daher die Anwendung des strengen Verfahrens d. h. die Beurtheilung der indicirten Leistung nach der im Speisewasserverbrauch steckenden theoretischen ganz besonders empfiehlt.

Zusammenlegen der Diagramme bei Zwei- und Mehrfach-Expansionsmaschinen.

37) **V. Das Zusammenlegen der Diagramme bei Zwei- und Mehrfach-Expansions-Maschinen.** In Deutschland hat sich in den letzten Jahren für das Zusammenlegen der Indikatordiagramme von Compoundmaschinen immer mehr der Ausdruck „*Rankinisiren*" und zwar sehr mit Unrecht eingebürgert. Die ersten zusammengelegten Diagramme sind von COWPER veröffentlicht worden, auf welche Arbeit RANKINE in einem 6 Jahre später gehaltenen, dasselbe Thema erschöpfender behandelnden Vortrage ausdrücklich hinweist. Man müsste das Verfahren also streng genommen „*Cowperisiren*" nennen, wenn man es nicht vorzieht, den hier gewählten, von RANKINE selbst gebrauchten Ausdruck „*combination of diagrams*" also „*Zusammenlegen der Diagramme*" anzuwenden. Diese Ausdrucksweise ist gewiss schon deshalb berechtigt, weil man in neuerer Zeit die von RANKINE vorgeschriebene Art der Zusammenlegung vielfach gar nicht mehr befolgt.

Arten des Zusammenlegens.

38) Für das Zusammenlegen der Diagramme von Zwei- und Mehrfach-Expansionsmaschinen sind verschiedene Verfahren in Gebrauch, welche sich sowohl durch die Aneinanderreihung der Indikatordiagramme selbst, als auch durch die Construction des dieselben umschliessenden theoretischen Diagrammes von einander unterscheiden. Die bekanntesten derselben sind:

a) das von COWPER und RANKINE angegebene,
b) das von WYLLIE und den meisten englischen Ingenieuren angewendete,
c) das von KENNEDY gebrauchte,
d) das von KRAUSE und MUDD vorgeschlagene,
e) das von KIRK und PARKER benutzte.

Verfahren nach Cowper und Rankine.

39) **a. Bei dem Verfahren nach COWPER***) **und RANKINE****) legt man die von ein und derselben Seite (Deckel- oder Kurbelseite) herrührenden, oder besser gemittelten (siehe 13) Diagramme der verschiedenen Cylinder mit ihren Einströmungslinien so an die Verticale $A\,C$, dass ihre atm. Linien zusammenfallen und zieht hierunter nach 15) die Nulllinie $O\,B$. Die Aneinanderreihung der Diagramme kann entweder mit dem des Hochdruck- oder mit dem des Niederdruck-Cylinders beginnen. Im ersteren Falle (siehe Tafel 2, Fig. 8) macht man $A\,c$ gleich der absoluten Eintrittsspannung und zeichnet von hier

*) Transactions of the institution of naval architects. 1864. S. 248.

**) J. W. M. RANKINE. On the working of steam in compound engines. The Engineer of March 11. 1870.

aus das Diagramm $c\,d\,g\,h$. Hierauf wird $A\,P$ gleich der absoluten Eintrittsspannung des folgenden Cylinders abgesetzt, von P dessen Diagramm gezeichnet u. s. f. In der vorliegenden Figur ist das Diagramm einer Compoundmaschine zu Grunde gelegt, $P\,k\,Q\,M$ ist demnach das Diagramm des Niederdruckcylinders.

40) In der Regel sind die Indikatordiagramme der einzelnen Cylinder entsprechend den Abrollungen der Papiercylinder ungefähr gleich lang und müssen, damit sie zu einem zusammengesetzten Diagramm vereinigt werden können, so verstreckt werden, dass ihre Längen dem Verhältnisse der Cylinderinhalte angepasst sind. Das Niederdruckdiagramm $P\,k\,Q\,M$ ist daher im Verhältniss $\frac{V}{v} = \frac{A\,B}{A\,S}$ zu verlängern, wenn v den Inhalt (siehe unter 18) des Hochdruck-, V den des Niederdruck-Cylinders bezeichnet. Das Verstrecken des Diagrammes geschieht wie unter 32) angegeben. RANKINE theilt, wie hier gezeichnet, das zu verstreckende Diagramm durch eine Schaar von Parallelen zu $A\,B$ und macht auf jeder der letztern die Entfernung $r\,q = \frac{V}{v}\,rs$. Nach jeder der beiden Verstreckungsarten entsteht das Niederdruckdiagramm $P\,K\,E\,M$. Für Mehrfach-Expansionsmaschinen ist die Länge der zwischen Hoch- und Niederdruckcylinder liegenden Diagramme in gleicher Weise derjenigen des Hochdruckcylinders anzupassen. Besitzt eine solche Maschine für eine Expansionsstufe 2 gleiche Cylinder, beispielsweise, wie bei Dreifach-Expansionsmaschinen häufiger ist, 2 Hochdruckcylinder, oder wie es bei Compoundmaschinen oft vorkommt, 2 Niederdruckcylinder, so ist unter v bezw. V der Inhalt beider zu einer Expansionsstufe gehörigen Cylinder zu verstehen.

Verstrecken der Diagramme nach dem Volumenmassstabe.

41) Um die Indikatordiagramme, wie hier geschehen, direct untereinanderlegen und verstrecken zu können, müssen die Indikatoren sämmtlicher Cylinder gleiche Federn besitzen. Nach 15) ist dies aber gewöhnlich nicht der Fall, weil die Indikatorfeder der Dampfspannung entsprechend gewählt wird. Beim Zusammenlegen sind die Diagramme deshalb noch auf einen und denselben Federmassstab umzuzeichnen. Als solcher wird meistens der grösste in allen Diagrammen vorkommende genommen, behufs Erzielung möglichst deutlicher Diagramme. Dies ist nun immer derjenige des Niederdruckcylinders (meistens 20 bis 25 mm = 1 kg/qcm) und darum wird beim Zusammenlegen der Diagramme viel häufiger vom Niederdruckdiagramm als wie vorstehend geschehen vom Hochdruckdiagramm ausgegangen. Das Niederdruckdiagramm wird alsdann zuerst an $A\,C$ gezeichnet und hierüber sind die andern Diagramme ihren Cylinderinhalten entsprechend verkürzt und ihrem Federmassstabe entsprechend erhöht aufzubauen.

Erhöhung der Diagramme nach dem Federmassstabe.

Beispiel für das Aneinanderreihen.

42) Auf Tafel 2, Fig. 9 sind beispielsweise die Diagramme der Vierfach-Expansionsmaschine des von der Barrow-Shipbuilding-Co. erbauten Dampfers „County of York" *) nach dem COWPER-RANKINE'schen Verfahren zusammengelegt. Die Cylinderinhalte dieser Maschine stehen im Verhältniss:

$$v_1 : v_2 : v_3 : v_4 = 1 : 2 : 4 : 8$$

und die Indikator-Diagramme sind mit Federn von bezüglich 4, 6, 6, 18 mm = 1 kg/qcm beschrieben. Hier war es am bequemsten, das Indikatordiagramm des zweiten Mitteldruckcylinders v_3 in seiner wirklichen Grösse zu belassen und als Grundlage zu benutzen. Darunter ist das Niederdruck-, darüber das erste Mittel- und das Hochdruckdiagramm gezeichnet. Diese 3 Diagramme sind mittels Rostrats vertikal je in 10 gleiche Theile getheilt. Das Niederdruckdiagramm ist im Verhältniss $\frac{v_4}{v_3} = \frac{8}{4} = \frac{2}{1}$ also auf seine doppelte Länge verstreckt, wobei die einzelnen Ordinaten gleichzeitig auf $\frac{6}{18} = \frac{1}{3}$ ihrer wirklichen Höhe verringert wurden, um sie dem Federmassstabe des zweiten Mitteldruckdiagrammes anzupassen. Das erste Mitteldruckdiagramm wurde, entsprechend $\frac{v_2}{v_3} = \frac{2}{4} = \frac{1}{2}$, also auf die Hälfte seiner Länge verkürzt, während seine Ordinaten, wegen ihres mit dem Grunddiagramm übereinstimmenden Federmassstabes ihre wirkliche Höhe behielten. Das Hochdruckdiagramm endlich musste im Verhältniss $\frac{v_1}{v_3} = \frac{1}{4}$ verkürzt und seine Ordinate um $\frac{6}{4} = \frac{3}{2}$, also um das $1\frac{1}{2}$fache erhöht werden. Wegen der gleichzeitig vollziehbaren Verlängerung bezw. Verkürzung und Erhöhung bezw. Erniedrigung der einzelnen Diagramme ist deren vertikale Theilung praktischer als die von RANKINE angewandte horizontale, denn die Umwandlung der Ordinatenlängen im erstern Fall geht in der Regel schneller vor sich, als die der Abscissenlängen im zweiten, weil die Federmassstäbe der Indikatordiagramme gewöhnlich in einem viel einfacheren Verhältniss zu einander stehen, als die Cylinderinhalte.

Wahl der theoretischen Expansionslinie.

43) Nach dem Zusammenlegen der Indikatordiagramme wird zur Construction des umhüllenden theoretischen Diagramms geschritten, indem in der Entfernung AC von der Nulllinie gleich der absoluten Kesselspannung die obere Horizontale NJ (Tafel 2, Fig. 8) gezogen wird. Will man nur die Eintrittsspannung in Betracht ziehen, was indessen seltener der Fall ist (siehe Fig. 2, Tafel 3), so legt man diese obere Horizontale durch den Punkt c des Hochdruckdiagrammes. Sodann wird immer, um den Pol O für die theoretische Expansionslinie festzulegen, die Strecke AO gleich

*) Engineering 1887. I. S. 297.

dem Volumen des schädlichen Raumes im Hochdruckcylinder gemacht und in dem Volumenmassstabe angetragen, nach welchem die Indikatordiagramme aneinandergereiht wurden. Als theoretische Expansionslinie wählen COWPER und RANKINE die Mariotte'sche Linie, aus dem unter 34) aufgeführten Grunde werden aber auch häufig die Adiabate oder die Curve constanter Dampfmenge oder beide zusammen gezeichnet.

44) Strenggenommen müsste nun die theoretische Expansionslinie durch den dem Gesammt-Speisewasserverbrauch entsprechenden Punkt J (vergl. unter 35) oder aber doch durch den dem Speisewasserverbrauche abzüglich des Manteldampfes entsprechenden Punkt J_1 (siehe unter 34) gelegt werden, indessen legt sie RANKINE durch den Expansionsendpunkt g des Hochdruckdiagramms und vergleicht nun den Inhalt des hierdurch entstehenden Umhüllungsdiagrammes $A\,C\,D\,E\,B$, in welchem die der Wirkung des schädlichen Raumes entsprechende Fläche $O\,N\,C\,A$ fehlt, mit dem Gesammtinhalt der Indikatordiagramme. Er stellt also das Verhältniss fest zwischen der indicirten Leistung und derjenigen Arbeit, welche theoretisch verrichtet werden muss, wenn Dampf von der Kesselspannung und einem dem grössten *arbeitenden* Dampfgewicht entsprechenden Füllungsvolumen $N\,D$ des Hochdruckcylinders bis zu einem Endvolumen $O\,B$ expandirt, welches gleich dem vom Niederdruckkolben beschriebenen Volumen plus dem Inhalte des schädlichen Raumes im Hochdruckcylinder ist, ohne indessen die der Wirkung dieses schädlichen Raumes entsprechende Leistung in Ansatz zu bringen. Diesem Verfahren liegt die Annahme zu Grunde, dass das im schädlichen Raume des Hochdruckcylinders enthaltene Dampfvolumen $O\,A$ zwar mit expandirt, nicht aber bei jedem Hube durch Kesseldampf ersetzt zu werden braucht, sondern von der in diesem Cylinder stattfindenden Compression herrührt. Da aber die zur Erzielung dieser Compression erforderliche Arbeit von dem Indikatordiagramm nicht abgezogen wird (siehe unter 57), so wird der Coefficient β, welcher aus dem Vergleiche der indicirten und theoretischen Arbeit folgt, immer einen in Wirklichkeit etwas zu grossen Werth besitzen. Diese Vergrösserung des Coefficienten β bleibt indessen so gering, dass sie in der Praxis als belanglos anzusehen ist.

Ausgangspunkt für die theoretische Expansionslinie.

45) Trotzdem der von RANKINE gewählte Expansionsendpunkt g des Hochdruckcylinders für die Durchlegung der theoretischen Expansionslinie jedenfalls der zweckmässigste ist, wenn man den Speisewasserverbrauch nicht in Vergleich ziehen will oder kann, zeichnen manche Constructeure diese Linie durch den Expansionsanfangspunkt d des Hochdruckcylinders; oder durch den Punkt $\varDelta$, (Tafel 3, Fig. 2), welcher der Eintrittsspannung und der von der Maschinensteuerung bewirkten Cylinderfüllung entspricht; sowie weniger

Andere Ausgangspunkte für die theoretische Expansionslinie.

häufig durch den Expansionsendpunkt e des Niederdruckcylinders. Ist die Expansionslinie durch den RANKINE'schen Punkt g gezogen, so schliesst man im allgemeinen, dass die Hochdruck-Indikatorcurven, welche innerhalb dieser Linie liegen, auf innere Condensation, die ausserhalb derselben verlaufen, auf Nachdampfen und die mit ihr zusammenfallenden auf gute Mantelheizung hinweisen. Da die Indikatorexpansionslinien der übrigen Diagramme meist innerhalb der durch g gezeichneten theoretischen Linie liegen, so ist es für die Erkennung der Wirkung der inneren Condensation, des Nachdampfens und des Dampfmantels in ihren zugehörigen Cylindern empfehlenswerth, durch deren Expansionsendpunkte je eine besondere Mariotte'sche Linie zu beschreiben.

Praktische Verwendbarkeit des Cowper-Rankine'schen Verfahrens.

46) In allen Fällen, in denen die schädlichen Räume der einzelnen Cylinder nicht genau bekannt sind, und in denen es mehr auf einen allgemeinen Vergleich der Indikatordiagramme verschiedener Maschinen, sowie auf den Nachweis der Zusammengehörigkeit eines Satzes von Indikatordiagrammen (siehe unter 60) ankommt, ist das COWPER-RANKINE'sche Verfahren als das einfachste und am schnellsten zum Ziele führende allen folgenden vorzuziehen. Handelt es sich aber um strenger durchgeführte Analysen der Diagramme, dann sind die folgenden Methoden empfehlenswerther. Die Völligkeit der nach dem RANKINE'schen Verfahren zusammengelegten Indikatordiagramme von Schiffsmaschinen, in welchen durch den Expansionsendpunkt des Hochdruckcylinders die Mariotte'sche Linie gezogen wurde, beträgt bei guten Compoundmaschinen etwa $\beta = 0{,}70$ bis höchstens, in ganz seltenen Fällen, 0,75; bei guten Dreifach-Expansionsmaschinen etwa 0,68 bis kaum 0,70 und bei den bis jetzt bekannt gewordenen Vierfach-Expansionsmaschinen durchschnittlich etwa 0,60 bis 0,66.

Verfahren von Wyllie.

47) **b. Das Verfahren, wie es WYLLIE***) und sehr viele andere englische Ingenieure anwenden, unterscheidet sich von dem RANKINE'schen nur dadurch, dass die einzelnen Diagramme (Tafel 3, Fig. 2) um die Inhalte der zugehörigen schädlichen Räume OA bezw. OA_1 von der Ordinatenaxe ON abgerückt werden. Das theoretische Diagramm wird den Indikatordiagrammen, welche hier der Compoundmaschine des Kreuzers „Boadicea" von RENNIE**) mit 1 Hoch- und 2 Niederdruckcylindern entnommen sind, in derselben Weise umschrieben, wie bei dem vorstehendem Verfahren angegeben. Als theoretische Expansionslinie kann man irgend eine der drei unter 22) angeführten wählen (in der Figur sind alle 3 gezeichnet) und sie durch einen der bekannten Punkte legen. Hier ist

*) Proceedings of the institution of mechanical engineers. 1886. S. 473.

**) Transactions of the institution of naval architects. 1874. S. 156.

der zur Eintrittsspannung und zu dem durch die Steuerung markirten Füllungsvolumen gehörende Punkt $\varDelta$ genommen worden. Am gebräuchlichsten ist die durch den Expansionsendpunkt des Hochdruckcylinders gelegte und bis zur Kesselspannung hochgeführte Mariotte'sche Linie als Expansionslinie. Die Fläche des theoretischen Diagrammes stellt dann diejenige äussere Arbeit dar, welche eine Dampfmenge von der Kesselspannung verrichtet, deren Volumen gleich dem Inhalte des schädlichen Raumes plus einem gewissen Füllungsvolumen des Hochdruckcylinders ist, wenn sie bis zu dem vom Niederdruckkolben beschriebenen Volumen plus dem Inhalte des schädlichen Raumes dieses Cylinders expandirt. Der Quotient aus der indicirten Leistung (gleich der Fläche der Indikatordiagramme) und der vorstehend genannten theoretischen Leistung giebt die Völligkeit an. Da sich dieselbe indessen nicht wesentlich anders herausstellt als beim RANKINE'schen Verfahren, vorausgesetzt, dass sie nicht an sich schon einen sehr hohen Werth besitzt, so ist dieses praktischer, weil es einfacher ist, insofern als die einzelnen schädlichen Räume nur selten durch Ausmessung bekannt sind. Hat letztere aber stattgefunden, so verdient das WYLLIE'sche Verfahren als das genauere den Vorzug.

48) **c. Das Verfahren, welches KENNEDY***) zuerst für Compoundmaschinen benutzte, um aus Vergleichen von Dampf- und Gaskraftmaschinen den wirthschaftlichsten Motor für Dynamomaschinen festzustellen, später aber auch bei der bekannten Untersuchung der Dreifach-Expansionsmaschine des Dampfers „Meteor“**) (siehe § 17, 38 auf Seite 124) verwendete, schliesst sich dem vorstehenden fast vollständig an, wie das von einer zweicylindrigen Auspuff-Compoundmaschine herrührende Diagramm (Tafel 3, Fig. 1) auf den ersten Blick erkennen lässt. KENNEDY legt aber dem Umhüllungsdiagramm den Speisewasserverbrauch zu Grunde, so dass NJ die diesem Verbrauche entsprechende Dampfmenge von der Kesselspannung für jeden Hub bedeutet. Durch J ist dann die Curve constanter Dampfmenge als theoretische Expansionslinie JL gelegt, welche das Umhüllungsdiagramm $ONJLB$ abschliesst, dessen Flächeninhalt in den der Indikatordiagramme dividirt die absolute Völligkeit liefert. Die in die Indikatordiagramme punktirt eingetragenen Diagramme sollen in ihren Abscissen für die zugehörigen Spannungen das Verhältniss der sichtbaren Dampfmenge zu der dem Speisewasserverbrauch entsprechenden angeben. Nach den Ausführungen unter 34) geht indessen hervor, dass das KENNEDY'sche Verfahren nicht ganz correct ist. Wenn KENNEDY statt der sonst üblichen Mariotte'schen Linie oder Verfahren von Kennedy.

*) Journal of the society of arts. February 15. 1889.
**) Proceedings of the institution of mechanical engineers. London 1889. Maiheft.

Adiabate die Curve constanter Dampfmenge als Expansionslinie wählt, so beeinflusst diese Wahl nur den die absolute Völligkeit ergebenden Werth von β, indem derselbe nach 35_3) grösser wird als bei Anwendung der Mariotte'schen Linie. Wenn er aber die Indikator-Diagramme in der gestrichelt angedeuteten Weise an ON anträgt, um dadurch die Curve der sichtbaren Dampfmenge herzustellen, so ist dies nach 34) insofern nicht richtig, als er die ganze in den schädlichen Räumen enthaltene Dampfmenge nicht mit in Betracht zieht. Das Zurücktragen der Indikatordiagramme kann wohl den Vergleich der indicirten mit der theoretischen Arbeit erleichtern, indessen nicht zur Feststellung des Feuchtigkeitsgehalts des Dampfes dienen, denn dieser wird nur durch die Differenz zwischen der Expansionslinie des Indikatordiagrammes und der Curve constanter Dampfmenge JL gemessen. Hierbei muss aber, wie schon erwähnt, für Cylinder ohne Dampfmäntel NJ den gesammten Speisewasserverbrauch für jeden Hub darstellen, für gemantelte Cylinder dagegen nur den Speisewasserverbrauch abzüglich des directen Dampfverbrauches der Mäntel. Trotz dieser Unrichtigkeiten zeichnet sich das KENNEDY'sche Verfahren durch seine grössere Strenge vor den beiden erstgenannten vortheilhaft aus. Macht man sich schon die Mühe, alle schädlichen Räume auszumessen, dann sollte man auch, wo es irgend ausführbar ist, vor einer genauen Bestimmung des Speisewasserverbrauches und des directen Dampfverbrauches der Mäntel nicht zurückschrecken, um durch die Benutzung des ersteren beim Entwurf der theoretischen Expansionslinie (der Fig. 6 auf Tafel 2 durch J gelegten Mariotteschen Linie) die einzig richtige Völligkeit β zu ermitteln, sowie gleichzeitig mittels des letzteren (der Strecke JJ_1 in derselben Figur) die den Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes im Cylinder bestimmende Curve constanter Dampfmenge $J_1 L_2$ zu verzeichnen.

Verfahren von Krause und Mudd.

49) **d. Das Verfahren nach KRAUSE*) und MUDD**)** bedingt eine Aneinanderreihung der Indikatordiagramme, welche sich von den beiden unter b. und c. genannten Verfahren nur dadurch unterscheidet, dass die Diagramme der einzelnen Cylinder nicht um die Inhalte der schädlichen Räume, sondern um die Compressionslängen der vorhergehenden Cylinder von der Ordinatenaxe ON abgerückt werden, und dass ihnen ferner nicht ein gemeinschaftliches, sondern je für sich ein besonderes theoretisches Diagramm umschrieben wird. Zur Begründung dieses Verfahrens muss das Nachfolgende eingeschaltet werden.

Einfluss des schädlichen Raumes und der Compression auf die Expansion.

50) Eine Auspuffmaschine ohne schädlichen Raum, in welcher der Dampf nicht comprimirt wird, liefert ein Indikatordiagramm $GCDEF$

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1886. S. 596.

**) The marine engineer. 1887—88. S. 58.

(Tafel 2, Fig. 10), dessen Expansionslinie DE eine aus A als Pol beschriebene, entsprechend der Füllung CD durch D gelegte Mariotte'sche Linie ist. Hat der Cylinder aber einen schädlichen Raum vom Inhalt AO, so wird das expandirende Anfangsvolumen ND; die Expansionslinie ist aus dem Pol O zu zeichnen und muss den Verlauf DH nehmen. Im Cylinder mit schädlichem Raum wird demnach die Expansionsarbeit DEH mehr geleistet, als in dem ohne schädlichen Raum. Wird nun der austretende Dampf bei J abgesperrt und nach der Curve JC bis zur Kesselspannung comprimirt, so ist der schädliche Raum beim Beginn des nächsten Hubes bereits mit Dampf angefüllt und es braucht nur das dem Füllungshube CD entsprechende Dampfvolumen in den Cylinder zu treten, wogegen das ganze Volumen ND nach der Curve DH expandirt. Das ursprüngliche Indikatordiagramm $GCDEF$ ist dann in das Diagramm $JCDHF$ übergegangen, d. h. es ist um die der Zunahme der Expansionsarbeit entsprechende Fläche DEH vergrössert, und um die der Compressionsarbeit gleichkommende Fläche GCJ verkleinert. Wäre nun immer $DEH = GCJ$, wie es der Fall ist, wenn die Expansionsendspannung BH gleich der Gegendruckspannung BF wird, so könnte an Stelle des Diagrammes $JCDHF$ stets das ursprüngliche Diagramm $GCDEF$ treten.

51) In Condensationsmaschinen, wie es die Schiffsmaschinen sind, kann die Compression nicht so weit getrieben werden, dass die Eintrittsspannung AC im Cylinder erreicht wird. Beginnt sie beispielsweise in K und steigt bis zur Spannung AP, so ist der schädliche Raum zu Anfang des neuen Hubes mit Dampf von niedrigerer Spannung erfüllt und es muss noch eine gewisse Menge Kesseldampf in denselben strömen, um die Spannung AP bis auf die Anfangsspannung AC zu erhöhen. Zur Feststellung dieses dem schädlichen Raum noch zuzuführenden Dampfvolumens muss die Compressionslinie KP bis S verlängert werden, dann bezeichnet CS das gesuchte Volumen. Es empfiehlt sich, die Compressionslinie KS mit Rücksicht auf das unter 12) Angeführte bei genauen Untersuchungen als Adiabate vom Pol O aus zu zeichnen. Kommt es indessen auf die Feststellung der Compressionslinie selbst nicht an, so wird unter Voraussetzung einer nach dem Mariotte'schen Gesetz erfolgenden Compression die Entfernung CS dadurch gefunden, dass durch K die Senkrechte Kk_1 und von k_1 die Gerade $k_1 O$ gezogen wird, deren Schnittpunkt Q mit der verlängerten Gegendrucklinie GF des Indikatordiagrammes in $QG = SC$ das gesuchte Volumen liefert. Die Fläche $QSPG$ drückt nun die Arbeit aus, welche der in den schädlichen Raum tretende Kesseldampf verrichten muss, um den Spannungsausgleich in demselben herzustellen, und ferner bilden $SC + CD$ das für jeden Hub frisch vom

Feststellung des genauen Füllungsvolumens.

Kessel zu liefernde Dampfvolumen. Dasselbe expandirt ohne Rücksicht auf das beständig den schädlichen Raum ausfüllende Volumen NS auf ein Endvolumen $O_1 B$ gleich dem vom Kolben beschriebenen Volumen AB plus dem mit frischem Dampfe angefüllten Volumen $A O_1$ des schädlichen Raumes. Mithin ist O_1 jetzt der Pol für die Construction der zugehörigen Expansionslinie DM und es entsteht $KSDMF$ als das die Compressionsarbeit SQK berücksichtigende Diagramm. Weiteres hierüber siehe unter 57).

Aneinanderreihung der Indikatordiagramme.

52) Solche, die Compressionsarbeit berücksichtigende Diagramme umschreiben nun KRAUSE und MUDD den Indikatordiagrammen der einzelnen Cylinder, indem sie (Tafel 4, Fig. 1, welche das zusammengelegte Diagramm der Vierfach-Expansionsmaschine des Dampfers „Suez“ *) von MUDD darstellt) auf der Ordinatenaxe die absolute Kesselspannung $A_1 C_1$ abtragen, die obere Horizontale $N_1 D_1$ ziehen und auf dieser nach links den schädlichen Raum des Hochdruckcylinders $C_1 N_1 = A_1 O'$ antragen. Das Indikatordiagramm des Hochdruckcylinders wird nun mit seiner Einströmungslinie an die Senkrechte $A_1 C_1$ gelegt und durch den Punkt S_2, welcher den Beginn der Compression markirt, die Horizontale $S_2 D_2$ gezogen. Es ist jetzt noch durch S_2 die Senkrechte $S_2 k_1$ und die Verbindegerade $k_1 O'$ zu ziehen, welche letztere mit $S_2 D_2$ den Schnittpunkt Q_1 bildet, dessen Senkrechte $S_1 O_1$ in O_1 den Pol für die Construction der theoretischen Expansionslinie $D_1 D_2$ liefert, während O' der Pol für die theoretische Compressionslinie $S_1 S_2$ bleibt. MUDD wählt für beide die Mariotte'sche Linie und legt die erstere durch den Expansionsanfangspunkt des Hochdruckdiagrammes, wodurch er das theoretische Füllungsvolumen $C_1 D_1$ erhält. Selbstredend bleibt es aber jedem Constructeur überlassen, eine andere theoretische Expansionslinie zu nehmen und sie durch irgend einen anderen der unter 45) genannten Punkte zu legen, wie es sich ja auch nach 51) empfiehlt, als theoretische Compressionslinie die Adiabate einzuführen.

Abrückung der einzelnen Diagramme von der Ordinatenaxe.

53) Durch den Punkt S_2 wird $S_2 D_2$ als das in den zweiten aus dem ersten Cylinder überströmende Dampfvolumen und $S_2 X_1$ als das darin verbleibende bezw. beim neuen Hube zuströmende und den Spannungsausgleich herbeiführende Volumen bestimmt. $S_2 D_2$ ist demnach das wirkliche Anfangsvolumen des zweiten Cylinders, d. h. das für den Spannungsausgleich in seinem schädlichen Raum benöthigte $S_2 C_2$ und das für den Füllungshub dienende $C_2 D_2$. Um die Entfernung $C_2 S_2$ festzustellen, in welcher das Indikatordiagramm des zweiten Cylinders von der durch die Compression im ersten Cylinder bestimmten Senkrechten $S_2 k_1$ abzurücken ist, muss vor der Einzeichnung des zweiten Diagrammes in die Figur an die

*) The Engineer, 1888. I. S. 162.

Begrenzungssenkrechte $C_2 A_2$ desselben das Volumen des schädlichen Raumes des zweiten Cylinders $C_2 N_2 = A_2 O''$ angetragen, die Senkrechte $S_3 k_2$ und die Verbindegerade $k_2 O''$ gezogen werden, deren Schnittpunkt Q_2 auf der durch den Compressionsanfangspunkt S_3 gegebenen Horizontalen $S_3 D_3$ die Strecke $Q_2 X_2 = S_2 N_2$ und damit auch $S_2 C_2 = C_2 N_2 - S_2 N_2$ ergiebt. Die durch Q_2 gelegte Senkrechte $S_2 O_2$ liefert in O_2 den Pol für die theoretische Expansionslinie $D_2 D_3$, während wieder O'' denjenigen für die theoretische Compressionslinie $S_2 S_3$ bildet. Nunmehr lässt sich das zweite Diagramm an das erste reihen und in derselben Weise werden die Indikatordiagramme der folgenden Cylinder den ersten beiden angefügt. Die in der Figur gekreuzt schraffirte Fläche zeigt die theoretischen, nur von Expansions- und Compressionslinie begrenzten Diagramme der einzelnen Cylinder entsprechend der Arbeit, welche der jedem derselben pro Hub zugeführte Dampf leistet, d. h. wenn der beständig in den schädlichen Räumen zurückbleibende Dampf nicht berücksichtigt wird und als Anfangsvolumen die *sichtbare* Füllung $S_1 D_1$ des Hochdruckcylinders gilt.

Verschiedenheit der theoretischen Linien.

54) Wegen der verschiedenen, der Construction der theoretischen Expansionslinien zu Grunde gelegten Pole $O_1\ O_2\ O_3\ O_4$ und jenen der Compressionslinien entsprechenden $O'\ O''\ O'''\ O''''$ können diese Linien nicht je in eine schlank verlaufende Curve zusammenfallen, sondern müssen eine Curve bilden, welche ebenso viele Knicke aufweist, als einzelne Diagramme aneinandergereiht werden. Die Abweichung der einzelnen Expansionslinien von der sonst das theoretische Umhüllungsdiagramm umschliessenden von O' aus durch D_1 gezeichneten Mariotte'schen Linie $D_1 H$ lässt das Diagramm deutlich erkennen. Auch die Compressionslinie $C_1 J$ ist eingetragen, welche sich für die gleichwerthige Einfach-Expansionsmaschine ergeben würde, wenn die Compressionsspannung in derselben die Kesselspannung erreichen soll. Das zwischen $C_1 J$ und den einzelnen theoretischen Compressionslinien $S_1\ S_2\ S_3\ S_4\ S_5$ liegende Flächenstück zeigt, *dass in der Mehrfach-Expansionsmaschine durch die Einwirkung der schädlichen Räume weniger Compressionsarbeit verloren geht, als in der gleichwerthigen Einfach-Expansionsmaschine.* Ebenso wird durch das rechts von der Senkrechten HB liegende Flächenstück des theoretischen Niederdruckdiagramms, dessen Länge der Abrückung $A_1 A_4$ entspricht, ersichtlich, *dass in der Mehrfach-Expansionsmaschine infolge der erweiterten Expansion mehr Expansionsarbeit gewonnen wird, als in der gleichwerthigen Einfach-Expansionsmaschine.* Von diesem Gewinn an Expansionsarbeit ist zwar das unbedeutende zwischen der gebrochenen Expansionslinie $D_1 D_2 D_3 D_4 D_5$ und $D_1 H$ liegende schmale Flächenstück als Expansionsmehrleistung der Einfach-Expansionsmaschine in Abzug zu

bringen, indessen zeigt ein Vergleich beider Flächenstücke, dass hierdurch die Mehrleistung der Mehrfach-Expansionsmaschine nicht wesentlich geschmälert wird. In einer mit fünffacher Expansion arbeitenden Compound-Auspuffmaschine von 7 kg/qcm Anfangsspannung beträgt der Gewinn durch geringere Compression und erweiterte Expansion gegenüber der gleichwerthigen Einfach-Expansionsmaschine theoretisch rund 5 %, wenn in beiden die Compression bis zum Anfangsdruck getrieben wird.

Schlüsse aus dem zusammengelegten Diagramm.

55) Die überschiessenden Flächen der einzelnen Indikatordiagramme über die theoretischen Expansionslinien $D_1\,D_2\,D_3\,D_4\,D_5$ zeigen ein sehr beträchtliches Nachdampfen in den einzelnen Cylindern, namentlich in den mittleren an, welches MUDD bei der vor liegenden Maschine durch Mantelung und starke Heizung der Zwischenkammerwände erzielt haben will. Die Völligkeit der zusammengelegten Diagramme berechnet er für das theoretische Diagramm $A_1\,C_1\,D_1\,E\,B$, welches das Volumen des schädlichen Raumes wie bei RANKINE unberücksichtigt lässt, und als theoretische Expansionslinie die durch den Expansionsanfangspunkt des Hochdruckdiagrammes gelegte Adiabate $D_1\,E$ annimmt, zu 0,769. Legt man indessen wie üblich eine Mariotte'sche Linie $M_1\,M$ durch den Expansionsendpunkt des Hochdruckdiagrammes als theoretische Expansionslinie, so schrumpft die Völligkeit auf 0,6 zusammen.

Verwendbarkeit des Verfahrens von Krause und Mudd.

56) Nach diesem, dem genauesten Verfahren müsste eigentlich die Zusammenlegung der Indikatordiagramme von Zwei- und Mehrfach-Expansionsmaschinen, namentlich wenn deren einzelne Cylinder mit grosser Compression arbeiten, vorgenommen werden. Geschieht dies trotzdem in der Praxis sehr wenig, so ist hierfür wieder in erster Reihe der Umstand bestimmend, dass die Inhalte der schädlichen Räume nur selten genau bekannt sind, dann aber auch die Umständlichkeit dieses Verfahrens und der hierdurch bedingte Zeitaufwand im Vergleich zu dem sehr einfachen Cowper-Rankine'schen. Wird ausserdem noch in Betracht gezogen, dass die Mariotte'sche Linie, welche als theoretische Expansions- und Compressionslinie angewendet wird, doch der Wirklichkeit nicht völlig entspricht, dass ferner bei nicht zu grosser Compression in den Cylindern und bei 15facher Expansion und darüber, wie sie bei Drei- und Vierfach-Expansionsmaschinen angewendet wird, der Gewinn durch geringere Compressions- und erweiterte Expansionsarbeit gegenüber der Einfach-Expansionsmaschine höchst unbedeutend ausfällt, so lässt sich nicht leugnen, dass die Ungenauigkeiten des Cowper-Rankine'schen Verfahrens gegenüber dem Mudd'schen ziemlich belanglos werden können. Für die Beurtheilung der Dampfwirkung in den einzelnen Cylindern ist das Mudd'sche Verfahren den anderen bisher erwähnten allerdings vorzuziehen; für die Untersuchung des Ein-

flusses der Feuchtigkeit des Dampfes und dessen Condensation während der Expansion, sowie der Heizwirkung der Dampfmäntel auf die Cylinder und Zwischenkammerwände ist es aber nur dann verwendbar, wenn von den Compressionsanfangspunkten S_2 S_3 S_4 S_5 als $S_2 F_2$, $S_3 F_3$, $S_4 F_4$ u. s. w. die den dort herrschenden Dampfspannungen entsprechenden Volumina des Speisewasserverbrauches, abzüglich des für den directen Manteldampf benöthigten, abgetragen und zu den Punkten F_2 F_3 F_4 F_5 die zugehörigen Curven constanter Dampfmengen construirt werden.

Theoretische Grundlage des Verfahrens von Kirk.

57) e. **Das Verfahren von KIRK*) und PARKER** lässt sich am bequemsten durch Fig. 10 auf Tafel 2 erläutern. Nach derselben ist, wie am Schlusse von 51) ausgeführt wurde, $KSDMF$ das sowohl die Compressionsarbeit als auch die Expansionsarbeit des bei jedem Hube in den Cylinder tretenden frischen Dampfes berücksichtigende Diagramm. In diesem Diagramm bezeichnet die über die Grenze des Kolbenhubes AC des Indikatordiagrammes hinausragende Fläche PSC diejenige Arbeit, welche im Cylinder noch verrichtet werden müsste, um die Eintrittsspannung im schädlichen Raum ohne den Zutritt frischen Dampfes, also nur durch Compression zu erreichen. Soll daher die Linie DM als theoretische Expansionslinie gelten, so muss die überschiessende Fläche PSC als PRC von dem Indikatordiagramm in Abzug gebracht werden und als solches erscheint nun $KPRDMF$.

Herstellung des zusammengelegten Diagramms.

58) Hiervon ausgehend legen KIRK und PARKER die Indikatordiagramme nach dem Cowper-Rankine'schen Verfahren an die Senkrechte AC (Fig. 5 auf Tafel 3, welche das zusammengelegte Diagramm der Dreifach-Expansionsmaschine des Dampfers „Aberdeen" darstellt), tragen nach links die schädlichen Räume der Cylinder ab, construiren in denselben nach 51) die Compressionslinien KPS (siehe Diagramm des Mitteldruckcylinders) und ziehen das Flächenstück PSC_1 als $P_1 C' R$ vom Indikatordiagramm ab. Als theoretische Expansionslinie des Umhüllungsdiagramms wählt KIRK die durch den Expansionsanfangspunkt 2 des Hochdruckcylinders gelegte Adiabate DE von der Form $p v^{\frac{10}{9}} = const.$; wogegen PARKER dieselbe durch den Expansionsendpunkt 3 des Hochdruckcylinders legt. Durch diesen Punkt wurde in der Figur eine Mariotte'sche Linie 3 E_1 gezogen, um den Unterschied zu veranschaulichen, den es für die Völligkeit hat, wenn durch 2 eine Adiabate und durch 3 eine Isotherme gezeichnet wird. Der Pol der Adiabate liegt in O, wobei OA gleich dem Volumen des schädlichen Raumes vom Hochdruckcylinder ist. — Wie die vorliegende Figur erkennen lässt, fällt die durch die Berücksichtigung der Com-

*) Transactions of the institution of naval architects. 1882. Plate I and III.

pressionsarbeit im schädlichen Raume angenommene Berichtigung der Indikatordiagramme für den Hoch- und Mitteldruckcylinder ziemlich belanglos aus und kommt eigentlich nur für den Niederdruckcylinder zur Geltung. Das Kirk'sche Verfahren ist daher zwar etwas genauer als das Cowper-Rankine'sche, steht aber dem später von MUDD eingeführten ganz wesentlich nach, namentlich wenn diesem noch die nach UNWIN construirten Curven constanter Dampfmenge zugefügt werden.

Sonstige Aufschlüsse.

59) **VI. Bemerkenswerthe Aufschlüsse durch das Zusammenlegen der Diagramme.** Ausser den Aufschlüssen über die Ausnutzung des Dampfes durch die Völligkeit der Diagramme, deren durchschnittliche Werthe β unter 33) und 46) angegeben sind, über die innere Condensation und das Nachdampfen, sowie die Wirkung der Mantelheizung durch den Verlauf der Indikatorcurven im Vergleich zu den Curven constanter Dampfmenge bietet das Zusammenlegen der Diagramme von Mehrfach-Expansionsmaschinen noch eine Handhabe, um zu erkennen:

a. die Zusammengehörigkeit der Diagramme,

b. den Einfluss besonderer Dampf-Zu- oder Ableitung während des Uebertritts in die einzelnen Cylinder,

c. den Einfluss der Dampfgeschwindigkeit.

Feststellung der Zusammengehörigkeit der Diagramme.

60) a. *Die Zusammengehörigkeit der Diagramme* muss zur Prüfung der angegebenen indicirten Pferdestärke einer neuen Maschine und sämmtlicher auf dieselbe bezogenen, deren Wirthschaftlichkeit betreffenden Angaben, nachgewiesen werden. Für die Ausführung der genauen indikatorischen Untersuchung einer Mehrfach-Expansionsmaschine müssten die Indikatordiagramme, beim Hochdruckcylinder beginnend, möglichst so abgenommen werden, dass sie die Arbeit ein und derselben Dampfmenge auf ihrem Wege durch die verschiedenen Cylinder zur Darstellung brächten. Da dies bei schnelllaufenden Maschinen nicht erreichbar ist, so nimmt man die Diagramme an allen Cylindern gleichzeitig ab, indem man voraussetzt, dass sich im Beharrungszustande die Erscheinungen in den einzelnen Cylindern innerhalb einer sehr kurzen Zeit nicht wesentlich ändern. Dagegen hat sich die Unsitte eingeschlichen, dass einzelne Firmen, um für ihre neuerbauten Maschinen eine recht grosse indicirte Pferdestärke und damit zusammenhängend einen sehr kleinen Kohlenverbrauch verzeichnen zu können, zu verschiedenen Zeiten genommene, möglichst grosse Diagramme der einzelnen Cylinder heraussuchen und dieselben der Berechnung der Pferdestärke zu Grunde legen. Werden in solchen Fällen die Indikatordiagramme mit veröffentlicht, so kann durch ihre Zusammenlegung nach irgend einem der vorstehenden Verfahren die Nichtzusammengehörigkeit derselben leicht nachgewiesen werden. Setzt nun die

Füllungslinie eines folgenden Diagrammes höher an, als es dem zugehörigen Punkte der Ausströmungslinie des vorhergehenden Cylinders, nach Abzug der bei jedem Uebertritt vorkommenden Verluste, entspricht, wie es nach dem Tafel 3 Fig. 4 gezeichneten Diagramm der Vierfach-Expansionsmaschine des Dampfers „Rionnag-na-Mara"*) bei beiden Mitteldruck-Cylindern der Fall ist, so ist dies ein sicheres Zeichen, dass die Diagramme nicht zu einander passen, sondern zu gross sind. Die aus diesen Diagrammen, welche keinem gleichzeitig abgenommenen Satz angehören können, berechnete indicirte Pferdestärke wird demnach grösser als sie durchschnittlich in Wirklichkeit war, und der hierauf bezogene Kohlenverbrauch selbstredend zu klein.

Einfluss von Dampf-Zu- oder Ableitung.

61) b. *Der Einfluss besonderer Dampf-Zu- oder Ableitung* während des Uebertritts in die einzelnen Cylinder macht sich im ersten Fall durch Mittel- bezw. Niederdruck-Diagramme bemerkbar, welche beim Zusammenlegen gegen das Hochdruckdiagramm schon auf den ersten Blick als viel zu gross erscheinen. Ein Beispiel hierfür bietet das Tafel 3, Fig. 3 dargestellte Diagramm der Dreifach-Expansionsmaschine des Dampfers „Arabian"**), nach welchem der Dampf im Mitteldruckcylinder durch Einführung von Kesseldampf in die erste Zwischenkammer eine *Frischung* erfahren hat, die aber in dem Berichte nicht erwähnt ist. Auch die nach diesen Diagrammen berechnete Pferdestärke wird zu gross und der wahrscheinlich zu einer Zeit, als der Dampf des Mitteldruckcylinders nicht gefrischt wurde, gemessene Kohlenverbrauch zu klein. — Den zweiten Fall — der Dampfableitung — (siehe Tafel 3 Fig. 5) weist die Dreifach-Expansionsmaschine des Dampfers „Aberdeen"***) auf, bei welcher aus der Kammer zwischen Mittel- und Niederdruckcylinder Dampf zur Erwärmung des Speisewassers für einen WEIR'schen Vorwärmer entnommen wurde. Es macht sich daher in dem Diagramm schon ein ziemlicher Abfall des Niederdruckdiagramms gegen die durch den Expansionsanfangspunkt des Hochdruckcylinders gelegte Adiabate bemerkbar, welche noch mehr in die Augen fällt, wenn man die durch den Expansionsendpunkt dieses Cylinders gelegte Mariotte'sche Linie als theoretische Expansionslinie betrachtet. Der durch die geschilderte Dampfentnahme entstehende Arbeitsverlust wird aber zum Theil durch die erhöhte Verdampfung des angewärmten Speisewassers wieder ausgeglichen.

Einfluss der Dampfgeschwindigkeit.

62) c. *Der Einfluss der Dampfgeschwindigkeit* oder etwaiger Hindernisse in der Rohrleitung und den Canälen lässt sich aus den Abweichungen der Füllungs- und Gegendrucklinien der einzelnen Dia-

*) Engineering 1886. I. S. 361.
**) Engineering 1884. II. S. 84.
***) Transactions of the institution of naval architects. 1882. S. 36.

gramme von einer Horizontalen erkennen, indem ein stärkerer Abfall von derselben auf Unzuträglichkeiten hinweist. Eine ganze Reihe solcher Fälle, welche WYLLIE*) nach seinen Erfahrungen zusammengestellt hat, sind nachstehend kurz mitgetheilt, weil sie zu Vergleichen sehr geeignet erscheinen:

1) Das Diagramm Fig. 2, Tafel 4 ist dem Hochdruckcylinder einer mit 9,5 kg/qcm Ueberdruck arbeitenden Dreifach-Expansionsmaschine entnommen, deren Hauptdampfrohrleitung für verschiedene Nebenzwecke mehrere Ventile enthielt, wodurch der Dampf bis zum Eintritt in den Cylinder 1 kg/qcm Spannung einbüsste, also nur mit 8,5 kg/qcm in denselben gelangte. Das danebenstehende Diagramm Fig. 3, welches 9,14 kg/qcm Anfangsspannung zeigt, entstand, nachdem die überflüssigen Ventile aus der Rohrleitung entfernt waren. Die Kolbengeschwindigkeit dieser Maschine betrug 3,17 m. — Bei 2,13 m Kolbengeschwindigkeit und 10,2 kg/qcm Kesseldruck fand sich in dem Hochdruckcylinder einer anderen Dreifach-Expansionsmaschine von ganz gleichen Abmessungen nur ein Spannungsabfall von 0,35 kg/qcm, wie Fig. 4 zeigt, während bei vergrösserter Kolbengeschwindigkeit zuletzt das starke Drosselung zeigende Diagramm Fig. 5 erhalten wurde.
2) Das Mitteldruckdiagramm Fig. 6 rührt von einer Dreifach-Expansionsmaschine her, welche mit Kolbenschiebern versehen war, in deren indirect geführten Canälen der Dampf gedrosselt wurde. Dagegen ist Fig. 7 ein Diagramm einer ganz ähnlichen Maschine, welche mit Flachschiebern ausgerüstet, bei einer etwas geringern Kolbengeschwindigkeit eine sehr beträchtliche Abnahme der Drosselung aufweist.
3) Den Einfluss der Dampfgeschwindigkeit zeigen die Mitteldruckdiagramme derselben Maschine auf Tafel 3 Fig. 8 und Fig. 9. Das erstere wurde bei einer Probefahrt mit leicht geladenem Schiff und schnelllaufender Maschine, das letztere bei einer solchen mit tief geladenem Schiff und langsamgehender Maschine abgenommen. Die Füllung war in beiden Fällen gleich gross, indessen ist der Druck in der ersten Zwischenkammer im letztern Falle wegen der kleineren Kolbengeschwindigkeit etwa 0,5 kg/qcm geringer und die Annäherung der Indikatorcurve an die theoretische Expansionslinie ist grösser.
4) Durch das Bestreben, einen möglichst kleinen schädlichen Raum im Niederdruckcylinder herzustellen, können die Dampfcanäle für grössere Kolbengeschwindigkeiten leicht zu eng ausfallen.

*) Proceedings of the institution of mechanical engineers. 1886. S. 476.

Tafel 3 Fig. 7 zeigt das Diagramm eines solchen Cylinders, welches bei 78 Umdrehungen in der Minute genommen wurde, während die Maschine nur auf 60—65 Umdrehungen berechnet war. Bei 68 Umdrehungen ist die Luftleere, wie Fig. 6 zeigt, schon um 0,12 kg/qcm besser geworden, weil die Ausströmungsgeschwindigkeit des Dampfes sich verringert hat und damit auch der Widerstand in der Leitung zum Condensator.

Werth der indikatorischen Untersuchung.

63) Aus dem Vorstehenden dürfte klar hervorgehen, welchen hohen Werth die indikatorische Untersuchung der Schiffsmaschinen, besonders der Mehrfach-Expansionsmaschinen, wegen der Vielseitigkeit ihrer Aufschlüsse für die Praxis besitzt, und es wird daher gerechtfertigt erscheinen, wenn der Besprechung derselben hier ein so breiter Raum gewährt wurde.

Vierter Abschnitt.

Die Heizstoffe.

§ 19.

Arten und Eigenschaften der Heizstoffe.

Eintheilung.

1) Für Schiffskessel werden benutzt bezw. sind versucht worden:

I. Feste Heizstoffe:
- a) Holz,
- b) Torf,
- c) Braunkohlen,
- d) Steinkohlen und Anthracit.

II. Flüssige Heizstoffe:
- e) Erdöl und dessen Destillationsprodukte,
- f) Theer und Theeröl,
- g) Schieferöl.

III. Gasförmige Heizstoffe:
- h) Gase aus festen Brennstoffen,
- i) Gase aus flüssigen Brennstoffen.

Feste Heizstoffe.

2) **I. Feste Heizstoffe** werden in Schiffskesseln am meisten verfeuert, die Menge der auf Dampfern verbrauchten flüssigen Heizstoffe ist dagegen verschwindend gering. Gasförmige Heizstoffe kamen in der Dampfschifffahrt bisher immer nur versuchsweise zur Anwendung. Alle festen Heizstoffe enthalten ausser den brennbaren Theilen — besonders Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff — gewisse unverbrennbare Bestandtheile — *die Asche* — und einen von atmosphärischen Niederschlägen u. s. w. herrührenden *Feuchtigkeits- oder Wassergehalt,* deren Menge den Heizwerth des Brennstoffes beeinflusst. Die Tabelle unter § 20, 55 zeigt über die Zusammensetzung und den Werth der verschiedenen, nachstehend besprochenen Brennstoffe eine vergleichende Uebersicht.

Holz.

3) a. **Holz** bildet nur in holzreichen, dagegen kohlenarmen und wenig erschlossenen Ländern den Brennstoff einzelner Flussdampfer, wie

sie beispielsweise auf einigen Flüssen im Osten Russlands, in Sibirien und Inner-Afrika vorkommen. Der mittlere Wassergehalt des vollkommen lufttrockenen Holzes beträgt nach Versuchen von CHEVANDIER bei Nadelhölzern etwa 15 $^0/_0$, bei Laubhölzern etwa 17 $^0/_0$, im Durchschnitt rechnet man ihn zu 20 $^0/_0$ und bei frisch gefälltem Holz zu 40 $^0/_0$. Die Nadelhölzer besitzen auch den kleinsten zwischen 0,3 bis 0,6 $^0/_0$ liegenden Aschegehalt, welcher bei Laubhölzern zwischen 0,8 bis 1,2 $^0/_0$ schwankt, in der Praxis zieht man denselben im Mittel mit 1 $^0/_0$ in Rechnung. Nach Versuchen von BRIX*) kann man annehmen, dass der Heizwerth der verschiedenen Holzarten bei gleichem Wassergehalt ihrem specifischen Gewichte annähernd proportional ist, nur sehr harzreiches Nadelholz macht hiervon zu seinen Gunsten eine Ausnahme. Mit 1 kg lufttrockenen Holzes können etwa 2,5—4, im Durchschnitt also 3 kg Wasser von 0° in Dampf von 100° verwandelt werden. Von allen Hölzern lassen sich die Nadelhölzer am leichtesten entzünden und verbrennen mit längster Flamme, weswegen sie an Bord mit Vorliebe zum Feueranstecken benutzt werden. Am nächsten steht dem Nadelholz in dieser Beziehung das Birkenholz, welches daher als Ersatz für Nadelholz dienen kann. 1 Tonne = 1000 kg Scheitholz nimmt in Schiffsbunkern etwa 2,5 bis 3 cbm ein, sehr astreiches Krummholz beansprucht noch etwas mehr Raum.

4) b. **Torf** wird nur in ganz seltenen Fällen zur Aushülfe in den Torf.
Kesseln einiger Flussdampfer benutzt. Er ist das Erzeugniss der freiwilligen Zersetzung von Pflanzen, besonders Sumpfpflanzen. Der aus der jüngeren faserigen Schicht stammende Torf heisst *Rasentorf*, der darunter liegende schwerere *Erdtorf* und der älteste und schwerste *Pechtorf*. Lufttrockener Torf enthält im Allgemeinen noch 25 $^0/_0$ Wasser und je nach seiner Zusammensetzung schwankt sein Aschegehalt von 1 bis 30 $^0/_0$, durchschnittlich rechnet man letzteren für Torf, welcher noch mit Vortheil zum Kesselheizen verwandt werden soll, auf 5 bis 8 $^0/_0$. 1 kg derartigen lufttrockenen Torfes kann etwa 3 kg Wasser von 0° in Dampf von 100° verwandeln. 1 Tonne = 1000 kg mittelschwerer Torf beansprucht in Schiffsbunkern gut gestaut etwa 2,5 cbm.

5) c. **Braunkohlen** verfeuern zuweilen Flussdampfer in Mitteldeutschland Braunkohlen.
und Böhmen. Sie ist ähnlich wie der Torf, ein durch nasse Vermoderung verändertes Holz, dessen Zersetzungsprocess indessen viel weiter vorgeschritten ist, als beim Torf. Je nach ihrem Alter unterscheidet man *faserige, erdige* und *muschelige Braunkohle,*

*) P. W. BRIX. Untersuchungen über die wichtigeren Brennstoffe des preussischen Staates. Berlin 1853. S. 40.

von welchem die erstgenannte die jüngste ist. Zur Kesselheizung ist erdige Braunkohle nicht verwendbar, sondern nur Stücken-Braunkohle. Lufttrockene Braunkohlen besitzen 20 % Wasser, frisch geförderte durchschnittlich 30 %, zuweilen sogar bis 50 %. Trotzdem sind frisch geförderte Braunkohlen den gelagerten vorzuziehen, weil letztere unter dem Einflusse der Luft und Feuchtigkeit eine langsame Zersetzung erleiden, wodurch sie an Heizwerth einbüssen. Der Aschengehalt der Braunkohlen beträgt 5 bis 10 %. 1 kg frischer Braunkohlen verwandelt je nach seinem Feuchtigkeitsgehalt etwa 2 bis 4 kg Wasser von 0° in Dampf von 100°, und zwar gilt erstere Zahl bei einem Feuchtigkeitsgehalt von etwa 50 %, letztere bei kleinerem als 25 %. 1 Tonne = 1000 kg Braunkohlen nehmen in Schiffsbunkern als Stückkohlen ungefähr 1,5—2,0 cbm ein, je nachdem sie einer schwereren oder leichteren Sorte angehören.

Steinkohlen.

6) d. **Steinkohlen** liefern fast ausschliesslich den Heizstoff für die Kessel der Seedampfer. Sie sind ein fossiler, durch langsame Zerstörung der Holzfaser unter starkem Druck und ohne Luftzutritt entstandener Brennstoff, dessen Sauerstoff sich innerhalb einer sehr langen Zeit durch Bildung von Wasser und Kohlensäure immer mehr verringerte, während sich der Kohlenstoffgehalt erhöhte. Das Enderzeugniss des Zersetzungsprocesses, durch den sich Braun- und Steinkohle bilden, heisst *Anthracit.*

Eintheilung.

7) In technischer Hinsicht theilt man die Steinkohlen ein:
 α) nach ihrem Verhalten auf dem Rost,
 β) nach ihrem Gehalt an Sauerstoff,
 γ) nach ihrem Gehalt an Bitumen.

Verhalten auf dem Rost.

8) α. *Nach dem Verhalten auf dem Rost* zerfallen die Steinkohlen in:
 trockene oder Sandkohlen, welche beim Verbrennen in kleinere, nicht aneinanderhaftende Stücke zerspringen,
 sinternde oder Sinterkohlen, welche in grösseren Stücken verbrennen ohne zu zerfallen, während die kleineren Stücke lose aneinanderhaften ohne sich indessen aufzublähen,
 backende oder Backkohlen, welche sich beim Verbrennen aufblähen und zu einem Brei zusammenschmelzen.

Sauerstoffgehalt.

9) β. *Nach dem das Alter der Kohlen bedingenden Sauerstoffgehalt*, mit welchen in der Regel auch die übrigen Eigenschaften in Zusammenhang stehen, stellt HILT*) folgende Eintheilung auf:

17 und mehr %	Sauerstoff:	gasreiche Sandkohle,
14 bis 17	„ „ :	gasreiche Sinterkohle,
10 bis 14	„ „ :	gasreiche Backkohle,

*) R. v. WAGNER. Handbuch der chemischen Technologie. Bearbeitet von Ferd. Fischer. 12. Aufl. Leipzig 1886. S. 1011.

7 bis 10 % Sauerstoff: Backkohle

3 bis 7 „ „ : Backkohle, Sinterkohle, Anthracit.

Für die gasreichen Kohlen ist diese Eintheilung ziemlich sicher, sie wird bei den Backkohlen schon unsicher und hört zuletzt ganz auf, trotzdem es für den Techniker am wichtigsten ist Backkohle, Sinterkohle und Anthracit zu unterscheiden. Die sauerstoffreicheren Kohlen, welche mit langer Flamme verbrennen, bezeichnet man in der Praxis meistens als *Flammkohlen.*

10) *γ. Die Eintheilung nach dem Bitumen* d. h. nach der Menge der die Flamme bildenden flüchtigen Produkte oder richtiger nach dem Verhältniss des Bitumens zu dem zurückbleibenden Koks ist zwar auch nicht ganz sicher, liefert aber schon bessere Anhaltspunkte für die Beurtheilung des Werthes der Steinkohlen. Auf 100 Theile aschenfreien Koks berechnet, erhält man nach HILT: Gehalt an Bitumen.

44,4 bis 48,0 % Bitumen aus gasreicher Sandkohle,
40,0 „ 44,4 „ „ „ gasreicher (junger) Sinterkohle,
33,3 „ 40,0 „ „ „ backender Gaskohle,
15,5 „ 33,3 „ „ „ Backkohle,
10,0 „ 15,5 „ „ „ gasarmer (älterer) Sinterkohle,
5,0 „ 10,0 „ „ „ magerer anthracitischer Kohle.

Hiernach sind nur die Backkohlen, welche um 18 % im Gasgehalt verschieden sein können, während sich sonst die Kohlen derselben Klasse nur um 4 bis 5 % unterscheiden, nicht genau genug klassificirt.

11) In der Praxis bezeichnet man gewöhnlich die Steinkohlen, welche Benennungen.

über 30 % Bitumen enthalten als: bituminöse,
von 30 bis 15 % „ „ „ : halb bituminöse,
„ 15 „ 10 % „ „ „ : wenig bituminöse,
unter 10 % „ „ „ : nicht bituminöse.

Ferner werden benannt:

Langflammige Kohlen:
und zwar Sandkohlen: die trockenen bituminösen Kohlen
„ „ Sinterkohlen: die sinternden bituminösen Kohlen
„ „ Gaskohlen: die backenden bituminösen Kohlen

Kurzflammige Kohlen:
„ „ Fettkohlen: die backenden halbbituminösen Kohlen
„ „ Esskohlen: die sinternden wenig bituminösen Kohlen
„ „ Anthracite: die mageren nicht bituminösen Kohlen.

Schmiedekohlen sind Backkohlen, welche etwa zwischen Gas- und Fettkohlen die Mitte halten.

12) Die oberschlesischen Kohlen sind meistens Sandkohlen, bei Waldenburg werden aber auch Gas- und Sinterkohlen gefördert. Die Saarkohlen sind ebenfalls grösstentheils Sand- und Sinter-, sowie schwach backende Gaskohlen. Die Kohlen aus dem oberen westfälischen Becken sind Gaskohlen. Ausser diesen langflammigen Zugehörigkeit der Steinkohlen.

Kohlen kommen an kurzflammigen in Deutschland nur die im unteren und mittleren Theile des westfälischen Beckens sowie die im Wurmrevier bei Kohlscheid und im Inderevier bei Eschweiler gewonnenen Fett- und Esskohlen vor. Die schottischen *Boghead-Kohlen* sind sehr bituminös und den *Cannelkohlen* verwandt, welche letztere wieder den muscheligen Braunkohlen oder *Pechkohlen* sehr nahe stehen; die schottischen *Splintkohlen* sind grösstentheils Sandkohlen, die *New-Castle-Kohlen* meistens Backkohlen und die *Welsh-Kohlen* gleichen den Esskohlen.

Mittlere Zusammensetzung der Steinkohlen.

13) *Die chemische Zusammensetzung der Steinkohlen* schwankt je nach ihrem Alter ganz beträchtlich, wie aus der Tabelle auf Seite 194 zu ersehen ist. Die mittlere Zusammensetzung der bessern für Dampfkesselfeuerungen geeigneten Steinkohle ist:

Kohlenstoff	80 %
Wasserstoff	4 „
Sauerstoff	8 „
Stickstoff	1 „
Schwefel	2 „
Wasser	3 „
Asche	2 „

Der Wassergehalt der im Freien lagernden Kohlen wird gewöhnlich zu 5 % angenommen, der Aschegehalt schwankt zwischen 2 bis 7 %. Je nach seinem Kohlenstoffgehalt kann 1 kg Steinkohlen zwischen 7 bis 9 kg Wasser in Dampf von 100° verwandeln. 1 Tonne = 1000 kg Steinkohlen beansprucht in Schiffsbunkern je nach ihrem Gewicht zwischen 1,3 bis 1,2 cbm im Mittel 1,25 cbm. In England rechnet man für 1 ton engl. Steinkohlen einen Bunkerraum von 42—45 Kubikfuss engl. Ein cbm geschütteter Steinkohlen wiegt etwa zwischen 700—900 kg, indessen sinkt dieses Gewicht bei besonders leichten Sorten bis auf 650 kg während es bei sehr schweren bis auf 920 kg steigt.

Presskohlen.

14) *Presskohlen* bestehend aus Steinkohlenklein und einem Bindemittel, welche vereinigt und unter einer Presse in Ziegelform gebracht sind, werden besonders auf neueren Kriegsschiffen verwendet, weil sie sich zum Ausfüllen der Zellen über dem Panzerdeck ganz besonders eignen. Die Bindemittel für das Kohlenklein sind entweder organische wie Steinkohlentheer oder Steinkohlenpech, Asphalt, Stärkekleister aus Kartoffel- oder Getreidemehl, Eiweiss, Melasse u. s. w., oder unorganische wie Lehm, Gyps, Alaun mit Kalk, Wasserglas u. s. w. Gegen die Verwendung organischer Bindestoffe spricht ihr sehr hoher Preis, gegen die der bis jetzt zur Anwendung gekommenen unorganischen hauptsächlich ihre geringe Bindekraft, derentwegen sie in grosser Menge zugesetzt

werden müssen, wodurch der Aschengehalt des Produkts wesentlich vermehrt und so sein Heizwerth beeinträchtigt wird. Um die aus der Presse kommenden Kohlenstücke vor Feuchtigkeit zu schützen, werden sie zuweilen in Wasserglas oder in eine Lösung von Harz in Benzin getaucht. Die westfälischen Presskohlen haben zum Theil sehr gute Erfolge zu verzeichnen, von einzelnen Sorten derselben kann 1 kg etwas über 9 kg Wasser von 0° in Dampf von 100° verwandeln. Ein cbm geschichteter Presskohlen wiegt zwischen 1000—1100 kg. Die Festigkeit der Presskohlen übersteigt durchschnittlich diejenige der besseren westfälischen und englischen Kohlensorten, welche sonst an Bord verfeuert werden.

15) **II. Flüssige Heizstoffe** werden von den Dampfern des Kaspischen Meeres und der unteren Wolga benutzt, welche das Erdöl von Baku billig erhalten, während sie für Steinkohlen hohe Preise zahlen müssen. Einzelne Dampfer des schwarzen Meeres heizen ebenfalls mit flüssigen Heizstoffen. Auch in Nordamerika kommen hin und wieder Dampfer vor, welche flüssige Heizstoffe verbrennen, deren höhere Preise durch die bei solcher Feuerung gegenüber der Kohlenfeuerung mögliche Einschränkung des Heizerpersonals ausgeglichen werden. In England und Frankreich sind wiederholt Versuche gemacht worden flüssige Heizstoffe auf Dampfern einzuführen, bisher aber immer daran gescheitert, dass sich diese Feuerungsart im Wettbewerb mit der Kohlenfeuerung viel zu theuer stellt. Nur in ihrer Verwendung für Torpedoboote scheint die Oelfeuerung in neuerer Zeit auch für diese Länder Aussichten auf Erfolg zu haben. Verwendungsorte.

16) **e. Von Erdölen und seinen Destillationsrückständen** sind als Heizstoffe verwendet worden: Arten.

α) Rohes Erdöl,
β) Erdölrückstände von der Brennöldestillation,
γ) Erdölrückstände von der Schmieröldestillation.

17) *α. Rohes Erdöl* ist früher in Pennsylvanien vielfach in Locomotiv- und Schiffskesseln verfeuert worden, auch bei neueren amerikanischen Versuchen wurde es wieder benutzt. Man wirft dem amerikanischen Rohöl besonders seine grosse bis zu 20 % betragende Menge leichtflüssiger und leichtentzündlicher Oele vor, welche den Entflammungspunkt desselben bis auf 15° herunterziehen und daher grosse Umsicht bei seiner Aufbewahrung in Bunkern nothwendig machen. Der Hauptgrund für die Nichtbenutzung dieses Oeles zu Heizzwecken ist aber sein hoher Preis, der schon am Bohrloch etwa doppelt so hoch wie der von Steinkohlen ist. — Dagegen ist das kaukasische Rohöl an der Quelle ganz beträchtlich viel billiger als Steinkohlen und wurde auf den Dampfern Eigenschaften.

des kaspischen Meeres vielfach verbrannt, bis die russische Regierung wegen wiederholt vorgekommener, auf die leichte Entflammbarkeit zurückgeführter Schiffsbrände seine Verwendung an Bord verbot. Da das kaukasische Rohöl im Mittel nur 5—6 % leichtflüssiger Oele enthält, welche sich zum grössten Theile verflüchtigen, wenn das Rohöl 2—3 Tage lang in offenen Gefässen steht, wodurch es 10—15 % an Gewicht verliert, so liegt sein Entflammungspunkt über 20° und es ist daher bei weitem nicht so gefährlich als das pennsylvanische Rohöl. Das Verbot der russischen Regierung ist deswegen vielfach als eine Sünde gegen die Industrie bezeichnet worden. — Auch das rohe dickflüssige Erdöl von Rangoon ist von RICHARDSON bei Versuchen in Woolwich 1864 als Heizstoff benutzt worden, es musste aber, um dünnflüssiger und damit für diesen Zweck geeigneter zu werden, mit leichteren Oelen versetzt werden. Abgesehen von der vielfach bestrittenen Gefährlichkeit ist es nicht besonders wirthschaftlich, mit Rohöl zu heizen, weil erfahrungsmässig der Brennstoffverbrauch mit der grösseren Dünnflüssigkeit des Oeles zunimmt, und damit auch die Länge der Flamme wächst, so dass sie unter Umständen noch aus dem Schornstein schlägt. — Den von atmosphärischen Niederschlägen u. s. w. herrührenden Wassergehalt schätzt man sowohl für Rohöl als auch für seine Destillationsrückstände auf rund 2 %. Ferner rechnet man für 1 Tonne = 1000 kg aller verschiedenen Oele durchschnittlich 1,1 cbm Bunkerraum, nur Rohtheer braucht etwa 0,85 bis 0,9 cbm. Wie man mit Steinkohlen in Schiffskesseln eine 7—9fache Verdampfung erzielt, kann man für alle flüssigen Heizstoffe mit Ausnahme des Rohtheers (siehe unter 20) auf eine 12—16fache Verdampfung rechnen, im Mittel verwandelt also 1 kg der nachbenannten Oele 14 kg Wasser von 0° in Dampf von 100°.

Menge und Preis der Brennöl-rückstände.

18) *β. Erdölrückstände von der Brennöldestillation* bilden seit dem Verbot der Rohölverwendung auf den Dampfern des Kaspischen Meeres und der unteren Wolga fast ausschliesslich den Brennstoff. Die „*Rückstände*", russisch „*Astatki*", von der Brennöldestillation betragen beim kaukasischen Erdöl 50—60 %, wogegen beim amerikanischen nur 5—10 % vom Gewicht des verarbeiteten Rohöles zurückbleiben. Der Entflammungspunkt dieser Rückstände liegt je nach dem Grade der Austreibung der leichtflüssigen Oele etwas über oder unter 100°, weswegen die Rückstände schon bedeutend sorgloser an Bord untergebracht werden können. Augenblicklich kostet die Tonne = 1000 kg jener Rückstände nach ENGLER *) in Baku nur 4 bis 5 Mark, es ist also ein ausserordentlich billiger Heizstoff.

*) C. ENGLER. Das Erdöl von Baku. Stuttgart 1886. S. 50.

19) γ. *Erdölrückstände von der Schmieröldestillation* werden in Zukunft wohl allgemein an die Stelle der Brennölrückstände treten, weil man die letzteren in immer grösserem Massstabe einer zweiten Destillation behufs Gewinnung von Schmierölen unterwirft. Heute fliessen die noch immer 20 bis 30 % des Rohöles betragenden Rückstände von der Schmieröldestillation in Baku grösstentheils unbenutzt ins Meer. An einzelnen Stellen haben sie aber schon als Heizstoff Verwendung gefunden und müssen dann, weil sie ganz zähflüssig, in der Kälte sogar fast fest sind, entweder mit den leichtest siedenden Theilen der Schmieröldestillation, dem Solaröl vermischt, oder durch Dampfschlangen erwärmt werden, um die erforderliche Dünnflüssigkeit zu erhalten. Als fast werthlose Abfälle und darum äusserst billiger Brennstoff werden diese Rückstände umsomehr in Aufnahme kommen, je mehr sich die Brennölrückstände vertheuern. Aussichten für die Schmierölrückstände.

20) f. **Theer und Theeröl** haben bei dem zur Zeit sehr niedrigen Preise von 15—20 Mk. für die Tonne rohen Steinkohlentheers an der Gasanstalt Aussichten, in geringem Umfange für Schiffskessel als Heizstoff zu dienen. SADLER & CO.*) in England haben bereits eine solche Feuerung für Theerheizung ausgeführt. Auf der Jahresversammlung deutscher Gas- und Wasserfachmänner in Eisenach 1886 beschreibt KOERTING**) die Feuerungs-Einrichtungen, welche englische und deutsche Gasanstalten getroffen haben, um den bei der Leuchtgaserzeugung als Nebenprodukt gewonnenen Theer bei seinem jetzigen geringen Werth in ihren Generatoröfen statt des Koks selbst wieder zu verbrennen. Da 1 kg Theer bei 8 % Wassergehalt 8660 W. E. entwickelt, so hat er eine Heizkraft, welche die der besten westfälischen und Welsh-Kohlen noch übersteigt, und es ist deshalb nicht unmöglich, dass bei etwaigem weiteren Sinken der Theerpreise in einigen grossen Hafenstädten vereinzelte Dampfer billiger und vortheilhafter mit rohem Steinkohlentheer als mit den Steinkohlen selbst geheizt werden können. Von irgend welcher Bedeutung kann diese Heizung bei der geringen Menge des hierfür zu erübrigenden Theeres aber nie werden. Versuche mit Theer.

21) *Theeröl* und zwar das schwerere, nach der Destillation des leichteren, für die Farbstoff-Industrie wichtigen Oeles — *des Benzols* — in einer zweiten Destillation des Theers gewonnene, *Kreosotöl* wollten besonders der Gastechniker AUDOUIN***) in Frankreich und Versuche mit Theeröl.

*) Transactions of the north-east coast institution of engineers and shipbuilders. 1886. II. S. 32.

**) Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung. 1886. S. 543.

***) Annales de Chimie et de Physique. 1868. Bd. XV. S. 30.

der Vice-Admiral SELWYN*) in England als Heizstoff verwerthen. Sie haben hierbei das schwere Oel des als Nebenprodukt in den Leuchtgasfabriken und neuerdings auch in den Koksöfen gewonnenen Steinkohlentheers im Auge. 1 Tonne des schweren Theeröles kostet aber trotz der billigen Theerpreise wegen seiner vielfachen technischen Verwendbarkeit immer noch 40 Mk., so dass ein Verbrauch desselben zum Kesselheizen einer Verschwendung gleichkommen würde.

Versuche mit Schieferöl.

22) g. **Schieferöl** ist in den letzten Jahren von SELWYN für seine Versuche benutzt worden. In der löblichen Absicht den flüssigen Heizstoff in England selbst zu beschaffen, um vom Auslande unabhängig zu sein, räth SELWYN, das aus der in Schottland in grossen Mengen vorkommenden Boghead-Kohle oder dem bituminösen Thonschiefer gewonnene schwere Oel, dessen Ausbeute jährlich etwa 200 000 Tonnen beträgt, für die Feuerungen der englischen Kriegsschiffe zu benutzen. Dieses schwere Oel, dessen spec. Gewicht SELWYN auf 1,050 bis 1,060 angiebt, welches aber bis auf 1,075 steigt, hat einen weit über 100° liegenden Entflammungspunkt, ist also sehr ungefährlich und da es auch eine grosse Heizkraft entwickelt, vielleicht auch noch viel grössere Mengen jährlich gewonnen werden könnten, so liesse sich SELWYN'S Vorschlag wohl hören, wenn das Schieferöl nicht einen so hohen Werth für die Technik hätte, dass selbst beim Massenankauf die Tonne noch mit 60 Mk. bezahlt wird. Aus diesem Grunde musste auch ein von der American Boghead Co. im Jahre 1885 angestellter Versuch, den ihr gehörigen Dampfer „Himalaya" von 800 t. Tragfähigkeit an der brasilianischen Küste, wo bessere Steinkohlen nicht unter 30 Mk. für die Tonne zu haben sind, mit den von ihr dortselbst gewonnenen schweren Oelen in Fahrt zu halten, aufgegeben werden. Selbst unter diesen für die Oelheizung sehr günstigen Bedingungen waren die Kosten derselben gegenüber der Kohlenheizung so hoch, dass die Gesellschaft ihre Rechnung nicht dabei finden konnte, trotzdem die Maschinenleistung des Dampfers bei der Oelfeuerung eine beträchtlich grössere war als bei der Kohlenheizung.

Zweck ihrer Verwendung.

23) **III. Gasförmige Heizstoffe**, d. h. die den festen oder flüssigen Heizstoffen entzogenen brennbaren Gase werden zur Zeit wohl kaum in Schiffskesselfeuerungen verwendet. Gasförmige Heizstoffe lassen sich aus Brennstoffen herstellen, welche wie Kohlenstaub, Sägespähne, Lohe u. s. w. in gewöhnlichen Rostfeuerungen nicht oder nur schwierig zu verbrennen und deshalb ziemlich werthlos sind, sie haben ausserdem den Vortheil, dass sie eine vollkommene

*) Journal of the united service institution. 1885. S. 689.

Verbrennung der Heizstoffe mit verhältnissmässig geringen Luftmengen ermöglichen und damit die Ausnutzung des Brennwerthes derselben erhöhen. (Siehe weiter hinten § 21, 57 auf Seite 218.) Es ist daher wahrscheinlich, dass die im ununterbrochenen, gleichmässigen Betriebe bewährten Gasfeuerungen die rauchenden und russenden Planrostfeuerungen um so mehr verdrängen werden, je vollkommener sie sich den praktischen Anforderungen eines ungleichmässigen öfter unterbrochenen Betriebes anpassen lassen.

24) h. **Gase aus festen Brennstoffen** (Holz, Torf, Braunkohlen, Steinkohlen) sind unter eingemauerten Landkesseln von MÜLLER & FICHET *) in Ivry in ihrer Gasfeuerung mit 32 % Ersparniss gegenüber der Planrostheizung mit den gleichen festen Brennstoffen verbrannt. Die Gase werden bei den Gasfeuern in einem besonderen Ofen — *dem Generator* — durch Entgasung d. h. Abtreibung der Kohlenwasserstoffgase des festen Brennstoffes (meistens Steinkohlen) und darauf erfolgenden Vergasung der Rückstände (Koks) erzeugt und gelangen dann in die mit dem Kessel in Verbindung stehende Verbrennungskammer, nachdem sie vorher mit möglichst warmer Luft gemischt waren. Es handelt sich im Generator immer darum, die durch das Feuer an der unteren Fläche einer hohen Brennstoffschicht gebildete Kohlensäure beim Hindurchtreten durch die darüber lagernden Kohlen wieder in Kohlenoxyd zu verwandeln (siehe § 20,5) überhaupt möglichst viel von letzterem zu erzeugen, um dieses dann in der Gasfeuerung zu Kohlensäure zu verbrennen. Nach F. FISCHER **) setzen sich die Generator-Gase im Mittel zusammen aus; Entstehung und Eigenschaften.

Kohlensäure:	5— 6 %
Kohlenoxyd:	24—21 %
Sumpfgas:	2— 3 %
Wasserstoff:	7— 6 %
Stickstoff:	62—64 %

1 kg Steinkohlen liefert etwa 4,5 cbm Generatorgas von rund 700° Temperatur.

25) i. **Gase aus flüssigen Brennstoffen** und zwar aus rohem Erdöl sind von FOOTE und aus schwerem Theeröl von DORSETT & BLYTHE schon in früheren Jahren zur Schiffskesselfeuerung verwendet worden, zu denen sich in jüngster Zeit noch die von YARROW in seinen „*Zephyr*“-Booten verbrannten Benzin- bezw. Brennöl-Dämpfe gesellen. Von anderen Ingenieuren in dieser Richtung angestellte Versuche sind von vornherein an der Aussichtslosigkeit ihrer praktischen Durchführbarkeit gescheitert. Art der Gase.

*) Wochenschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1881. S. 207.

**) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1888. S. 18.

Rohöldämpfe.

26) *Die Gasfeuerung von Foote**) ist auf dem Kanonenboote „Palos" der Vereinigten Staaten-Marine 1867 für einige Probefahrten in Betrieb gewesen. Sie bestand aus einer gusseisernen, in jede Kesselfeuerung geschobenen Retorte, in welche beständig rohes Erdöl gepumpt wurde. Unter dem Boden dieses Behälters angezündete und aus demselben gespeiste Brenner verdampften das Erdöl, dessen Dämpfe im oberen Theile der Retorte mit Pressluft und stark überhitztem Wasserdampf gemischt wurden, aus einer Anzahl von Brennern seitlich austraten und mit einer klaren, sehr heissen Flamme verbrannten. FOOTE will auf diese Weise eine 21fache Verdampfung erzielt haben, was natürlich stark übertrieben ist. Der Hauptübelstand seiner Feuerung lag in der hohen Temperatur, bei welcher sich das Rohöl erst völlig verdampft und der hierdurch bedingten starken Heizung der Retorte, welche sehr bald durchbrennen muss, sowie in dem Verstopfen der zu den Brennern führenden Rohre durch unverbrennbare Rückstände des Rohöles. Bei den Versuchen musste schon nach 48stündigem Betriebe eine Reinigung der verstopften Rohre vorgenommen werden.

Theeröldämpfe.

27) *Die Gasfeuerung von Dorsett & Blythe***) 1868 auf dem Dampfer „Retriever" erprobt, bestand aus 2 kleinen senkrechten Kesseln, welche als Retorten dienten, aus denen die Dämpfe des schweren Theeröles mit etwa 3—3,5 kg/qcm Ueberdruck, d. h. mit einer Temperatur von etwa 500° zu den in den Kesselfeuerungen liegenden Brennern strömten. Wegen der hohen Temperatur der Oeldämpfe mussten sowohl die Retortenkessel als auch die Gasrohre mit Eisenblechmänteln umkleidet und die Zwischenräume mit Sand und Chamotterde ausgefüllt werden. Die erzielte Verdampfung war eine 12,35fache, also keine besonders zufriedenstellende. Auch diese Gasfeuerung ging wie die von FOOTE an der gefährlich hohen Temperatur der Mineralöldämpfe und der schnellen Verstopfung der Gasrohre zu Grunde.

Petroleumdämpfe.

28) *In den Yarrow'schen „Zephyr"-Booten****) wird jetzt der grossen Gefährlichkeit wegen nicht mehr wie ursprünglich Benzin verbrannt, sondern das nicht so leichtflüssige, etwas schwerere, Handels-Petroleum verwendet, wie es gewöhnlich für Lampen benutzt wird. Da der Entflammungspunkt dieses Oeles zwischen 25—30° liegt, so bedarf dasselbe an Bord noch immer einer sehr vorsichtigen und aufmerksamen Behandlung. YARROW drückt das Oel mittels Pressluft aus einem vollständig verschlossenen Behälter in

*) American Artizan vom 8. Mai 1868.

**) Engineering II. 1868. S. 324 und 340.

***) Engineering 1888. I. S. 518.

ein in der Kesselfeuerung untergebrachtes Rohr, in welchem es verdampft, um dann gasförmig durch einen Brenner in den Feuerraum zu treten. Bei den bisher in Betrieb gesetzten Booten soll sich diese Art der Gasfeuerung, wohl wegen des leicht siedenden und rückstandslos verbrennenden reinen Lampenöles, gut bewährt haben.

§ 20.

Verbrennung der Heizstoffe.

1) **I. Der Verbrennungs-Vorgang.** Die Verbindung eines Körpers mit Sauerstoff unter Feuererscheinung heisst: *Verbrennung.* Verbrennung.

2) Jede Verbrennung zerfällt in zwei Vorgänge; während des zuerst eintretenden werden aus dem Brennstoff Gase entwickelt, während des zweiten werden diese Gase mit den etwa verbleibenden festen Rückständen (Koks) verbrannt. Die Entwickelung der Gase aus dem Brennstoff wird durch seine Erwärmung im Feuerraum bis auf die Entzündungstemperatur bewirkt. Verbrennungs-Vorgänge.

3) Von den hauptsächlichsten brennbaren Theilen eines Heizstoffes — dem Kohlenstoff C, Wasserstoff H und Sauerstoff O — ist zunächst je ein Gewichtstheil Wasserstoff H an 8 Gewichtstheile des vorhandenen Sauerstoffes O, als H_2O oder *Wasser* gebunden. Tritt eine Erwärmung des Brennstoffes ein, so entweicht dieses Wasser als Wasserdampf, welcher die Verbrennungswärme um die zu seiner Bildung erforderliche latente Wärme vermindert. In der hohen Verbrennungstemperatur wird der Wasserdampf H_2O später zersetzt, H verbindet sich mit C zu Kohlenwasserstoff, O mit C zu CO — *Kohlenoxydgas* — und beide Gase verbrennen dann mit dem zutretenden O der Luft zu CO_2 — *Kohlensäure-Anhydrit*, im gewöhnlichen Leben *Kohlensäure* (eigentlich H_2CO_3) genannt, und zu H_2O. Durch diesen Verbrennungs-Vorgang wird die Verbrennungswärme indessen nicht vermehrt, da nach dem Grundsatz: *„die Wärmemenge, welche bei der Verbindung zweier Körper frei wird, wird bei der Zerlegung wieder gebunden“*, nur so viel Wärme durch die Verbrennung der Zersetzungsprodukte des Wasserdampfes gewonnen werden kann, als zu seiner Zersetzung erforderlich war. Bildung und Zersetzung von Wasserdampf.

4) Bei fortschreitender Erwärmung des Brennstoffes zersetzen sich seine wasserstoffreicheren Verbindungen, und zwar bildet je ein Gewichtstheil seines freien Wasserstoffes mit drei Gewichtstheilen seines Kohlenstoffes leichtes Kohlenwasserstoffgas CH_4 — *Sumpf-* Kohlenwasserstoffgase.

gas — oder mit sechs Gewichtstheilen desselben Stoffes schweres Kohlenwasserstoffgas $C_2\,H_4$ — *Oelgas*, welche beide, leicht brennbar, durch den Zutritt des in der atmosphärischen Luft enthaltenen Sauerstoffes O theils zu $C\,O_2$, theils zu $H_2\,O$ verbrennen.

Kohlenoxyd und Kohlensäure.

5) Erst nach Absonderung dieser Gase, deren Verbrennung die Temperatur ganz bedeutend steigert, gehen nun auch die schwerer brennbaren Produkte des Heizstoffes unter Abscheidung von mehr oder weniger Kohlenstoff C in feiner Vertheilung eine Verbindung mit dem O der atmosphärischen Luft ein, deren Stickstoff N bei der Verbrennung frei wird. Hierbei bildet sich, wenn die Sauerstoff- oder Luft-Zufuhr zu gering ist $C\,O$, dann ist die Verbrennung eine unvollkommene, weil der C nicht die höchste Oxydationsstufe $C\,O_2$ erreichte, welche erst bei reichlicher Sauerstoffzuführung eintritt. Für die entwickelte Verbrennungswärme ist es aber gleichgültig, ob der C zuerst zu $C\,O$ und dann dieses zu $C\,O_2$ oder ob der C direct zu $C\,O_2$ verbrennt. Dagegen darf einmal entstandene $C\,O_2$ nicht mehr in Verbindung mit glühendem C kommen, weil sie aus demselben ein C aufnimmt und $C\,O_2 + C = 2\,C\,O$ bildet, d. h. sich wieder zu $C\,O$ reducirt, welches unverbrannt entweichen würde, wenn ihm nicht durch Sauerstoffzufuhr im Feuerraum nochmals Gelegenheit geboten würde, wieder auf $C\,O_2$ zu oxydiren.

Bestandtheile der Verbrennungsprodukte.

6) *Bei vollkommener Verbrennung eines Heizstoffes*, welche in Schiffskesselfeuerungen aus den § 21, 19) erörterten Gründen nicht zu erreichen ist, dürfen dem Brennherde nach dem Vorstehenden nur entweichen: *Stickstoff* als unverbrennbares Gas von der zugeführten atmosphärischen Luft herrührend, sowie *Wasserdampf* und *Kohlensäure* als Verbrennungsprodukte des Heizstoffes. Es bestehen:

100 Gewichtstheile	$H_2\,O$	aus	11,11	Gewichtsth.	H	und	88,88	Gewichtsth. O
„ „	$C\,O_2$	„	27,27	„	C	„	72,73	„ O
„ „	$C\,O$	„	42,85	„	C	„	57,15	„ O

Treten andere Gase als N, $H_2\,O$ und $C\,O_2$ aus der Feuerung, so ist die Verbrennung eine unvollkommene. Da nun diese Gase mehr oder minder farblos sind, so dürfen dem Schornstein bei vollkommener Verbrennung nur heisse, zitternde, kaum sichtbare Verbrennungsgase entweichen. Sind die letzteren hell bräunlich bis tief schwarz gefärbt, d. h. quillt „*Rauch*“ aus dem Schornstein, so ist dies ein sichtbares Zeichen der in der Feuerung stattfindenden weniger vollkommenen bis ganz unvollkommenen Verbrennung, denn der färbende Bestandtheil des Rauches ist unverbrannt entweichender Kohlenstoff. Fehlender, oder sehr schwacher Rauch ist aber nicht immer ein Zeichen vollkommener

Verbrennung, denn auch Kohlenoxydgas ist farblos und wenn statt Kohlensäure nur Kohlenoxydgas aus dem Schornstein treten würde, so hätte der Heizstoff nur $^1/_3$ der von ihm bei vollkommener Verbrennung entwickelten Wärme erzeugt. Der in einer Feuerung erreichte Verbrennungsgrad eines Heizstoffes ist daher nur durch chemische Analysen der abziehenden Heizgase — durch *Rauchanalysen* — (siehe unter 34) feststellbar.

Zusammensetzung der Leuchtflamme.

7) *Die rauchfreie Verbrennung* der festen Rückstände (Koks) eines Brennstoffes lässt sich so lange unschwer erzielen, als die Menge des mit der atmosphärischen Luft zugeführten Sauerstoffes zu ihrer völligen Verbrennung ausreicht und die entstehenden Verbrennungsprodukte nicht unter die Entzündungstemperatur des Kohlenstoffes abgekühlt werden. Schwieriger ist nach KRÄMER*) die vollständige und rauchfreie Verbrennung der eine stark leuchtende Flamme ergebenden Gase. Diese Leuchtflamme besteht aus einem inneren dunklen Kern, welcher von den soeben aus dem Heizstoff entwichenen noch unverbrannten Kohlenwasserstoffverbindungen gebildet wird. Der Kern wird aussen von den glühend heissen Verbrennungsprodukten, Kohlensäure und Wasserdampf, vermischt mit der zutretenden Luft mantelförmig umgeben. Zwischen Kern und Mantel liegt die leuchtende Zone der Flamme.

Verbrennung in der Leuchtflamme.

8) Innerhalb der Leuchtzone geht eine Spaltung der Kohlenwasserstoffgase vor sich, indem die niedrigere Temperatur des die glühenden Verbrennungsprodukte bergenden Mantels die Ausscheidung von freiem Kohlenstoff am äusseren Umfange dieser Zone bewirkt. Im inneren Theile der Leuchtzone verbrennt nur der Wasserstoff, welcher erst durch seine Verbrennungswärme die zur Verbrennung des denselben umgebenden, ausgeschiedenen Kohlenstoffes benöthigte hohe Verbrennungstemperatur erzeugen muss, und durch letztere das Glühen der Kohlenstofftheilchen oder das Leuchten der Flamme verursacht. Können die Kohlenwasserstoffe aber sogleich mit der nöthigen Luftmenge innig gemischt zur Verbrennung gelangen, so lässt sich die Leuchtflamme d. h. die getrennte Verbrennung des Kohlenstoffes und Wasserstoffes nahezu vermeiden und ihre aus den Verbrennungswärmen beider sich zusammensetzende Gesammtheizkraft voll ausnutzen.

Wärmeverlust in der Leuchtflamme.

9) Bei jedem mit leuchtender Flamme verbrennenden Heizstoff kann nach dem Vorstehenden von der Verbrennungswärme der Kohlenwasserstoffe nur die des Wasserstoffes ganz ausgebeutet werden, während von der des Kohlenstoffes nur jene zur Geltung kommt, welche nach Abzug der in das Licht der Leuchtflamme umgewan-

*) Sitzungsberichte des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses. Berlin 1887. S. 104.

delten Wärme, von dem in der Leuchtzone ausgeschiedenen Kohlenstoff noch entwickelt wird. Durch gute Vertheilung der zugeleiteten Luft lässt sich das Leuchten der Flamme und damit die durch Hervorbringung der Lichtwirkung verloren gehende Wärmemenge zwar vermindern, indessen bei festen und flüssigen Heizstoffen niemals so einschränken, wie bei einer Gasfeuerung. Vollkommene Verbrennung zeigt z. B. die nicht leuchtende Flamme eines mit gewöhnlichem Leuchtgas gespeisten und mit ausreichender Luftzuführung versehenen Brenners von BUNSEN. Eine derartige entleuchtete Flamme bezw. vollkommene Verbrennung lässt sich aber nur dort mit Vortheil benutzen, wo eine verhältnissmässig kleine Oberfläche durch directe Berührung mit der Flamme, also durch *Wärmeleitung* erhitzt werden soll, wenn dagegen wie in einer Kesselfeuerung grosse Räume zu erwärmen sind, dann ist es nach FR. SIEMENS (siehe § 21, 6) vortheilhafter, nicht diese theoretisch vollkommene Verbrennung anzustreben, sondern eine grosse Leuchtflamme zu erzeugen, welche durch *Wärmestrahlung* wirken kann.

Eintheilung.

10) **II. Heizkraft und Verdampfungskraft.** Es ist zu unterscheiden:

a) die absolute Heizkraft: e_a,
b) die nutzbare Heizkraft: e_n,
c) die specifische Heizkraft: e_s,
d) die pyrometrische Heizkraft: t_p,
e) die theoretische Verdampfungskraft: e_v,
f) die nutzbare Verdampfungskraft: e_{v_n}.

Bestimmungsarten.

11) a. **Die absolute Heizkraft oder Verbrennungswärme** eines Brennstoffes ist die Anzahl Wärmeeinheiten, welche bei der Verbrennung von 1 kg desselben entwickelt werden. Die Feststellung der absoluten Heizkraft eines Brennstoffes kann erfolgen:

α) entweder durch Analyse und Rechnung,
β) oder durch directen calorimetrischen Versuch.

Versuchswerthe von Favre und Silbermann.

12) α. *Für die Bestimmung der absoluten Heizkraft durch Analyse und Rechnung* dienen als Grundlage die von FAVRE und SILBERMANN *) angestellten, umfassenden calorimetrischen Versuche. Diese Forscher, sowie andere nach ihnen fanden, dass bei vollkommener Verbrennung in reinem Sauerstoff entwickelt werden, wenn verbrennt:

1 kg	C (Holzkohle)	zu CO	*2473*	W. E.
1 „	CO	„ CO_2	*2403*	„
1 „	C (Holzkohle)	„ CO_2	*8080*	„
1 „	H	„ H_2O	*34462*	„
1 „	CH_4	zu $CO_2 + 2H_2O$	*13346*	„
1 „	C_2H_4	„ $2CO_2 + 2H_2O$	*11957*	„

*) Annales de chimie et de physique. Sér. III. Tome XXXIV.

1 kg P (Phosphor) . . zu P_2O_5 *5933* W. E.
1 „ S (Schwefel) . . „ SO_2 *2160* „
1 „ S. „ SO_3 *2870* „

Hierbei ist die absolute Heizkraft für die zu H_2O verbrennenden Brennstoffe auf flüssiges Wasser von 0° bezogen. Da nun aber dieses Wasser aus den Feuerungen thatsächlich als Wasserdampf entweicht, so ist von den vorstehenden Zahlen so viel mal die Gesammtwärme des Wasserdampfes von 100° = *637* W. E. in Abzug zu bringen, als die betreffenden Verbindungen Wassertheile enthalten, z. B. beim Wasserstoff $9 \cdot 637 = 5733$ W. E., dessen absolute Heizkraft stellt sich dann auf: $34462 - 5733 = 28729$ W. E. Für die Berechnung der Wärmeverluste, welche durch die abziehenden Verbrennungsgase hervorgerufen werden (siehe § 21, 47), ist es bequemer, die Verbrennungsgase und somit auch den Wasserdampf auf die Kesselraumtemperatur von rund 20° zu beziehen, dann enthält 1 kg Wasserdampf $637 - 80 \cdot 0{,}4805 = 598{,}66$ oder rund *600* W. E. und es entwickelt

1 kg H . . bei der Verbrennung zu H_2O rund *29000* W. E.
1 „ CH_4 „ „ „ „ $CO_2 + 2\,H_2O$ „ *11900* „
1 „ C_2H_4 „ „ „ „ $2\,CO_2 + 2\,H_2O$ „ *11200* „

Endlich wird die Verbrennungswärme des Schwefels, welcher in den Brennstoffen theils als Schwefelkies, theils in organischer Verbindung enthalten ist, und deshalb nur zum Theil zu Schwefligsäure SO_2, zum andern Theil aber zu Schwefelsäureanhydrid SO_3 verbrennt, meistens mit dem abgerundeten Mittelwerthe der Verbrennungswärme beider = *2500* W. E. in Rechnung gezogen.

13) Nach der Regel von DULONG: „*Die absolute Heizkraft e_a eines Brennstoffes ist gleich der Summe der Verbrennungswärmen seiner Bestandtheile*“ hat man zur Feststellung der absoluten Heizkraft eines Brennstoffes seine Zusammensetzung durch chemische Analyse zu bestimmen und aus den vorstehend mitgetheilten Verbrennungswärmen der einzelnen Elemente die Summe zu bilden. Die absolute Heizkraft von 1 kg eines Heizstoffes, welcher nur aus C kg Kohlenstoff, H kg Wasserstoff und O kg Sauerstoff besteht, würde sich demnach auf folgende Weise berechnen: Dulong'sche Regel.

C kg Kohlenstoff liefern bei der Verbrennung zu CO_2 : $8080\,C$ W. E. Die nicht durch Wasserbildung verloren gehenden, also noch freien $H - \frac{O}{8}$ kg Wasserstoff müssen bei der Verbrennung zu H_2O erzeugen $34462\left(H - \frac{O}{8}\right)$ W. E. 1 kg dieses Heizstoffes entwickelt demnach bei der Verbrennung:

$$e_a = 8080\,C + 34462\left(H - \frac{O}{8}\right) \text{ W. E.} \qquad (92)$$

Verbesserte Dulong'sche Regel.

14) Spätere Untersuchungen von HESS, sowie von FAVRE und SILBERMANN*) haben gezeigt, dass die DULONG'sche Regel nur für die Verbrennung von Elementen, nicht aber für deren Verbindungen richtig ist; dass vielmehr die absolute Heizkraft einer chemischen Verbindung, wie sie die Heizstoffe bilden, gleich der Summe derjenigen Wärmemengen ist, welche bei ihrer Entstehung durch die einzelnen, zwischenliegenden Entwickelungsstufen hervorgebracht werden. Etwaige verbrauchte Wärmemengen sind dabei als negative in Rechnung zu stellen. Es ergiebt sich z. B. für

		beobachtete absolute Heizkraft	Summe der Verbrennungswärmen der Elemente	Unterschied
Sumpfgas	$C\,H_4$	*13063*	*14607*	— *1612* W. E.
Oelgas	C_2H_4	*11857,8*	*11848,8*	+ *9* W. E.

woraus folgt, dass bei der Bildung von Sumpfgas aus seinen Elementen *1612* W. E. verbraucht und bei der von Oelgas *9* W. E. erzeugt werden. Für Heizstoffe, aus denen sich bei der Verbrennung Kohlenwasserstoffgase entwickeln, kann daher die DULONG'sche Formel nur angenähert die absolute Heizkraft ergeben, weswegen auch bei ihrer Anwendung statt der unter 12) zuerst erwähnten genauen Zahlen von FAVRE und SILBERMANN vielfach die später genannten abgerundeten Werthe eingeführt werden.

Anwendung der Dulong'schen Regel in der Praxis.

15) *Die praktische Bestimmung der absoluten Heizkraft eines Heizstoffes* erfolgt nach den Vorschlägen des Vereines deutscher Ingenieure**) und des Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine am zweckmässigsten wie folgt: Von jeder Ladung (Karre, Korb oder dergl.) des zugeführten festen Brennstoffes wird eine Schaufel voll in eine mit einem Deckel versehene Kiste geworfen und hieraus eine Durchschnittsprobe entnommen, welche erhalten wird, wenn der zerkleinerte und gemischte Brennstoff quadratisch ausgebreitet und durch beide Diagonalen in vier Theile getheilt wird. Zwei einander gegenüberliegende dieser Theile werden fortgenommen, die beiden anderen wieder zerkleinert, gemischt und getheilt. In dieser Weise wird fortgefahren, bis eine Probemenge von etwa 5 kg übrig bleibt, welche gut verschlossen zu chemischer Untersuchung zu bringen ist. Diese letztere, welche am besten von einem Berufschemiker vorgenommen wird, ist hier nicht weiter erörtert. Sie hat sich zu erstrecken auf das Verhalten des Brennstoffes in der Hitze; auf dessen Gehalt an Kohlenstoff, Wasserstoff bezw. Stickstoff und Schwefel, sowie an Asche und hygroskopischem Wasser. Um letzteres unter möglichstem Luftabschlusse zu bestimmen, muss bei Kesseluntersuchungen während der Versuche eine Anzahl kleinerer Mengen des zu verheizenden Brenn-

*) Annales de chimie et de physique. Sér. III. Tome XXXIV.

**) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1884. S. 860.

stoffes in Gläser gefüllt und sofort luftdicht verschlossen werden. Enthält nun 1 kg des Brennstoffes:

C kg Kohlenstoff,
H „ Wasserstoff,
S „ Schwefel,
O „ Sauerstoff,
W „ hygroskopisches Wasser,
N „ Stickstoff,
A „ Asche,

so berechnet sich die absolute Heizkraft e_a aus der DULONG'schen Formel, wenn in dieselbe mit Rücksicht des unter 14) Gesagten die am Schlusse von 12) angegebenen runden Zahlen eingesetzt werden, entweder aus:

$$e_a = 8100\,C + 29000\left(H - \frac{O}{8}\right) + 2500\,S - 600\,W \text{ W. E.} \quad (92^a)$$

oder aus:

$$e_a = 8000\,C + 29000\left(H - \frac{O}{8}\right) + 2500\,S - 600\,W \text{ W. E.} \quad (92^b)$$

Für die mittleren Steinkohlensorten, deren Zusammensetzung § 19, 13 angegeben ist, ergiebt sich demnach bei $C = 0{,}80$ kg; $H = 0{,}04$ kg; $S = 0{,}02$ kg; $O = 0{,}08$ kg; $W = 0{,}03$ kg nach Gl. 92^a:

$$e_a = 8100 \,.\, 0{,}80 + 29000\left(0{,}04 - \frac{0{,}08}{8}\right) + 2500 \,.\, 0{,}02 - 600 \,.\, 0{,}03 = 7382 \text{ W.E.}$$

und nach Gl. 92^b in gleicher Weise $e_a = 7302$ W. E.

16) *β. Die Feststellung der absoluten Heizkraft durch den directen calorimetrischen Versuch* ist für wissenschaftliche Untersuchungen unumgänglich nothwendig, weil die DULONG'sche Formel nach F. FISCHER*) z. B. für Steinkohlen thatsächlich unbrauchbar ist. Derselbe fand die absolute Heizkraft einer Kohle: Genaue Bestimmung der absoluten Heizkraft e_a.

nach calorimetrischem Versuch zu: 7720 W. E.
nach der DULONG'schen Formel zu: 7175 „
Unterschied: 545 „

Näheres über die für Brennstoff-Untersuchungen geeigneten Calorimeter und die Ausführung derartiger Versuche findet man in dem unten angegebenen, sehr empfehlenswerthen Werk.**)

17) b. **Die nutzbare Heizkraft** e_n eines Brennstoffes ist die Anzahl Wärmeeinheiten, welche 1 kg desselben bei seiner Verwendung in Dampfkesselfeuerungen an das Kesselwasser abgiebt. Die nutzbare Heizkraft wird erhalten, wenn das während einer gewissen Zeit Nutzbare Heizkraft e_n des rohen Brennstoffes.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1886. S. 45.

**) F. FISCHER. Chemische Technologie der Brennstoffe. Braunschweig. 1882. S. 150.

im Kessel verdampfte Wasser D kg und die dafür benöthigte Brennstoffmenge K kg gemessen werden. Hat das in den Kessel gespeiste Wasser eine Temperatur von $t_1{}^0$, so müssen jedem kg desselben, bis es als Dampf entweichen kann

$$\lambda - t_1 \text{ W. E.}$$

zugeführt werden. Der Werth für λ ergiebt sich nach dem im Kessel herrschenden absoluten Druck aus der Tabelle auf Seite 28—31. Die gesammte vom Kesselwasser aufgenommene Wärmemenge beträgt demnach:

$$D(\lambda - t_1) \text{ W. E.}$$

mithin hat 1 kg Brennstoff abgegeben:

$$e_n = \frac{D(\lambda - t_1)}{K} \text{ W. E.} \quad \dots\dots\dots\dots (93)$$

welcher Werth *die nutzbare Heizkraft des rohen Brennstoffes* darstellt. Für Steinkohlen schwankt dieselbe je nach deren Zusammensetzung und der Güte der Feuerungs-Einrichtung u. s. w. zwischen 4500 bis etwa 5500 W. E. Vergl. § 21, 61.

Nutzbare Heizkraft e_n des reinen Brennstoffes.

18) Bei wissenschaftlichen Untersuchungen berechnet man die nutzbare Heizkraft für den reinen, d. h. trockenen und aschenfreien Brennstoff. Sind beispielsweise bei einem Versuch K kg eines Brennstoffes verbrannt, dessen Analyse auf 1 kg W kg Wasser und A kg Asche ergab, so sind an reinem Brennstoff nur verbrannt:

$$K - K(A + W) \text{ kg}$$

und demnach wäre die *nutzbare Heizkraft des reinen Brennstoffes:*

$$e_n = \frac{D(\lambda - t_1)}{K - K(A + W)} \text{ W. E.} \quad \dots\dots\dots (93^a)$$

Man schafft auf diese Weise strengere Vergleichswerthe, insofern als der je nach der Natur des Brennstoffes stark schwankende Wasser- und Aschegehalt ganz ausser Betracht bleibt.

Bestimmung der specifischen Heizkraft.

19) c. **Die specifische Heizkraft** e_s eines Brennstoffes ist die Anzahl Wärmeeinheiten, welche bei der Verbrennung von 1 l desselben entwickelt werden, sie ist gleich dem Produkt aus der absoluten Heizkraft e_a und dem specifischen Gewicht γ des Brennstoffes.

$$e_s = \gamma \, e_a \text{ W. E.} \quad \dots\dots\dots\dots (94)$$

Mit derselben pflegt man nur bei gasförmigen Brennstoffen zu rechnen, von welchen bekannt ist, wie viel Liter Gase aus 1 kg der festen oder flüssigen, zu ihrer Darstellung benutzten Heizstoffe entstehen. Nach F. FISCHER*) beträgt die specifische Heizkraft von:

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1888, S. 17.

Gasart		bezogen auf flüssiges Wasser von 0°	bezogen auf Wasserdampf von 20°
Benzol,	$C_6 H_6$	$e_s = 35{,}40$ W.E.	$34{,}00$ W.E.
Propylen,	$C_3 H_6$	$e_s = 22{,}50$ „	$21{,}00$ „
Oelgas,	$C_2 H_4$	$e_s = 15{,}00$ „	$14{,}00$ „
Sumpfgas,	$C H_4$	$e_s = 9{,}50$ „	$8{,}54$ „
Wasserstoff,	H_2	$e_s = 3{,}07$ „	$2{,}58$ „
Kohlenoxyd,	$C O$	$e_s = 3{,}05$ „	$3{,}05$ „

Bestimmung der pyrometrischen Heizkraft.

20) d. **Die pyrometrische Heizkraft oder die Verbrennungstemperatur** t_p eines Brennstoffes ist die bei der Verbrennung von 1 kg desselben erzeugte Temperatur in Graden *C*. Sie muss durch Rechnung ermittelt werden, weil die Pyrometer zur genauen Messung der Verbrennungstemperatur behufs ihrer Wiedergabe in Thermometergraden nicht genügen. Die pyrometrische Heizkraft eines Brennstoffes wird erhalten, wenn man das Gewicht der während der Verbrennung entwickelten Gasmengen mit ihren specifischen Wärmen multiplicirt und in die absolute Heizkraft dividirt. Da die specifischen Wärmen der Verbrennungsgase für hohe Temperaturen nicht genau bekannt sind (siehe § 5, 6), so kann die Berechnung der pyrometrischen Heizkraft immer nur angenähert erfolgen, und die nachstehende Rechnung hat einen verhältnissmässig geringen Werth.

Formel für die pyrometrische Heizkraft.

21) Wenn von 1 kg eines Brennstoffes
C kg Kohlenstoff zu Kohlensäure verbrennen,
C_1 kg „ „ Kohlenoxyd „
H kg den Gehalt an Wasserstoff,
W kg den an hyproskopischem Wasser und
A kg den an Asche angeben;
e W.E. die absolute Heizkraft des zu Kohlensäure verbrennenden Kohlenstoffs,
e_1 W.E. die absolute Heizkraft des zu Kohlenoxyd verbrennenden Kohlenstoffs,
e_2 W.E. die absolute Heizkraft des Wasserstoffs,
N kg das Gewicht des Stickstoffs, welchen die atmosphärische Luft zuführt,
c, c_1, c_2, c_3 und c_4 die specifischen Wärmen bezw. der Kohlensäure, des Kohlenoxyds, des Wasserdampfes und der Asche (siehe die Tabelle auf Seite 8),
$r = 540$ W.E. die latente Wärme des Wasserdampfes angeben,
dann berechnet sich die pyrometrische Heizkraft dieses Brennstoffes, unter der Annahme, dass nur die zur Verbrennung gerade hinreichende Luftmenge zutritt, dass die Anfangstemperatur der betheiligten Stoffe 0° und der Luftdruck gleichmässig 76 cm Quecksilbersäule beträgt, zu:

$$t_p = \frac{e\,C + e_1\,C_1 + (e_2\,H - 9\,r\,H) - 540\,W}{3{,}67\,c\,C + 2{,}33\,c_1\,C_1 + 9\,c_2\,H + c_2\,W + c_3\,N + c_4\,A} \text{ Grad } C. \quad (95)$$

Die im Nenner dieses Ausdruckes stehenden Zahlenwerthe *3,67*, *2,33* und *9* folgen aus den Erläuterungen unter 24) nach denen auch $N = (2{,}67\,C + 1{,}33\,C_1 + 8\,H)\,3{,}19$ ist, während nach der Annahme: $C + C_1 + H + W + A = 1$ sein muss. Tritt eine vollständige Verbrennung ein, d. h. verbrennt sämmtlicher Kohlenstoff zu Kohlensäure, dann wird $C_1 = 0$ und die Formel 95 nimmt nach Einsetzung obiger Zahlenwerthe folgende Gestalt an:

$$t_p = \frac{2785\,C + 10200\,H - 226\,W}{C + 0{,}16\,W + 3{,}65\,H + 0{,}07\,A} \text{ Grad } C. \quad \ldots \quad (95^a)$$

Es berechnet sich die pyrometrische Heizkraft von

1 kg C	verbrennend zu	CO_2:	in Sauerstoff = *10200* ⁰,	in Luft = *2730* ⁰
1 „ CO	„	„ CO_2:	„ „ = *7180* ⁰,	„ „ = *3040* ⁰
1 „ H	„	„ H_2O:	„ „ = *6670* ⁰,	„ „ = *2665* ⁰
1 „ CH_4	„	„ $CO_2 + 2\,H_2O$:	„ „ = *7160* ⁰,	„ „ = *2440* ⁰
1 „ C_2H_4	„	„ $2\,CO_2 + 2\,H_2O$:	„ „ = *8620* ⁰,	„ „ = *2750* ⁰

Die pyrometrische Heizkraft ist in Wirklichkeit kleiner als die nach Formel 95ª berechnete, weil sie durch die Dissociation der Verbrennungsprodukte herabgemindert wird.

Bestimmung der theoretischen Verdampfungskraft e_v.

22) e. **Die theoretische Verdampfungskraft** e_v eines Brennstoffes ist die Anzahl Kilogramme Wasser von 0⁰, welche durch die Verbrennung desselben in Dampf von 100⁰ verwandelt werden. Da die Wärmemenge λ des aus Wasser von 0⁰ entstandenen Dampfes bei 100⁰ 637 W. E. beträgt, und 1 kg Brennstoff e_a W. E. entwickeln kann, so folgt seine theoretische Verdampfungskraft:

$$e_v = \frac{e_a}{637} \text{ kg Wasser } \ldots\ldots\ldots \quad (96)$$

1 kg mittlerer Steinkohlen verdampft daher theoretisch mit Rücksicht auf die durch Gl. 92ª und 92ᵇ gefundenen Werthe für e_a rund $e_v = \frac{7300}{637}$ bis $\frac{7400}{637} = 11{,}4$ bis $11{,}6$ kg Wasser. — In England bezieht man die theoretische Verdampfungskraft auf Wasser von 100⁰, welches in Dampf von 100⁰ zu verwandeln ist, dessen Verdampfungswärme sich nur auf 536,5 W. E. beziffert, dann ist für mittlere Steinkohlen:

$$e_v = \frac{7300}{536{,}5} \text{ bis } \frac{7400}{536{,}5} \text{ rund } 13{,}5 \text{ bis } 14{,}0 \text{ kg.}$$

Für die besten Kohlensorten kann der Werth von e_v nahezu bis auf 15 kg steigen.

Nutzbare Verdampfungskraft e_{v_n}.

23) f. **Die nutzbare Verdampfungskraft** e_{v_n} eines Brennstoffes ist die Anzahl Kilogramme Wasser von 0⁰, welche 1 kg desselben bei seiner Verwendung in Dampfkesselfeuerungen in Dampf von 100⁰ ver-

wandeln kann. Sie wird erhalten durch Division von 637, der Gesammtwärme von 1 kg des aus Wasser von 0° entstandenen Dampfes von 100°, in die von 1 kg Brennstoff abgegebene nutzbare Heizkraft e_n. In derselben Weise wie letztere nach Gl. 93 bezw. 93[a] sowohl für 1 kg rohen wie für 1 kg reinen Brennstoffes bestimmt wird, kann auch die nutzbare Verdampfungskraft festgestellt werden zu:

$$e_{v_n} = \frac{D(\lambda - t_1)}{637\,K} \text{ kg Wasser} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (97)$$

für 1 kg rohen Brennstoffes, und zu

$$e_{v_n} = \frac{D(\lambda - t_1)}{637\,[K - K(A + W)]} \text{ kg Wasser} \quad \ldots\ldots (97^a)$$

für 1 kg reinen Brennstoffes. Soll die nutzbare Verdampfungskraft auf Wasser von 100° bezogen werden, so ist in die obigen Gleichungen statt 637, entsprechend dem unter 22) Gesagten, die Zahl 536,5 einzusetzen.

24) **III. Luftmenge.** **Die Sauerstoffmenge,** welche 1 kg Brennstoff von der unter 15) angegebenen Zusammensetzung aus C, H, O, S u. s. w. zu seiner Verbrennung erfordert, berechnet sich folgendermassen: Bestimmung der Sauerstoffmenge.

C kg Kohlenstoff haben bei ihrer Verbrennung zu CO_2, welche aus $12\,C + 32\,O$ besteht, an Sauerstoff nöthig: $O_1 = \frac{32}{12} C = 2{,}67\,C$ kg

$H - \frac{O}{8}$ bedürfen bei ihrer Verbindung zu H_2O, welcher $2\,H + 16\,O$ enthält, an Sauerstoff

$$O_2 = \frac{16}{2}\left(H - \frac{O}{8}\right) = 8\,H - O \text{ kg.}$$

S kg Schwefel verlangen bei ihrer Verbindung zu SO_2, welche aus $32\,S + 32\,O$ besteht, an Sauerstoff

$$O_3 = \frac{32}{32} S = S \text{ kg.}$$

1 kg Brennstoff bedarf daher zu seiner Verbrennung an Sauerstoff:

$$O = O_1 + O_2 + O_3 = 2{,}67\,C + 8\,H - O + S \text{ kg} \quad \ldots\ldots (98)$$

Da 1 kg Sauerstoff bei 0° und 760 mm Barometerstand einen Raum von 1,43 cbm einnimmt, so ist das Volumen der vorstehenden Sauerstoffmenge:

$$O' = \frac{2{,}67\,C + 8\,H + S - O}{1{,}43} \text{ cbm} \quad \ldots\ldots\ldots (98^a)$$

25) **Die Luftmenge,** welche diese Sauerstoffmenge in sich birgt, berechnet sich, weil 1 kg atmosphärischer Luft aus rund 0,23 kg Sauerstoff und 0,77 kg Stickstoff besteht, auf: Theoretische Luftmenge.

$$L = \frac{2{,}67\,C + 8\,H + S - O}{0{,}23} \text{ kg Luft} \quad \ldots\ldots\ldots (99)$$

oder da die atmosphärische Luft in 1 cbm rund 0,21 cbm Sauerstoff und 0,79 cbm Stickstoff enthält, so sind O' cbm Sauerstoff enthalten in

$$L' = \frac{2{,}67\ C + 8\ H + S - O}{0{,}21\ .\ 1{,}43} \text{ cbm Luft} \quad \ldots\ldots \quad (99^a)$$

Zur Umrechnung der cbm in kg Luft und umgekehrt sei bemerkt, dass 1 cbm Luft von 0° bei 760 mm Barometerstand 1,29 kg wiegt.

Beispiel.

26) Bei der § 19, 13 angegebenen mittleren Zusammensetzung würde 1 kg Steinkohlen nach dem Vorstehenden an Luft erfordern:

$$L = \frac{2{,}67\ .\ 0{,}80 + 8\ .\ 0{,}04 + 0{,}02 - 0{,}08}{0{,}23} = 10{,}42 \text{ kg oder}$$

$$L' = \frac{10{,}42}{1{,}29} = 8 \text{ cbm.}$$

Praktisch erforderliche Luftmenge bei natürlichem Zuge.

27) *Für Dampfkesselfeuerungen mit natürlichem Zuge* hat die Erfahrung gezeigt, dass die nach Gl. 99 berechnete Luftmenge zur Erreichung der vollständigen Verbrennung eines Brennstoffes unzureichend ist. Im Allgemeinen nahm man die wirklich nöthige Luftmenge gleich der doppelten theoretischen an. Neuere Untersuchungen haben indessen gelehrt, dass in den meisten Fällen die doppelte theoretische Luftmenge viel zu gross ist und dass mit dem Ueberschuss an zugeführter Luft immer Wärmeverluste verbunden sind. Nach diesen Versuchen soll sich der Ueberschuss der Luft über das theoretische Erforderniss nach der Menge der gasförmigen Bestandtheile richten, welche der Brennstoff beim Verbrennen entwickelt. Die günstigste Verbrennung (siehe § 21, 58) wird z. B. bei Steinkohlen erhalten, wenn man bei natürlichem Zuge zuführt von ihrer theoretischen Luftmenge:

den bituminösen	Kohlen das 1,7—2,0 fache	=	etwa:	13—14 cbm	= 16—18 kg,
den halbbituminösen	Kohlen das 1,5—1,7 „	=	„	12—13 cbm	= 15—17 kg,
den wenig bituminösen	Kohlen das 1,3—1,5 „	=	„	11—12 cbm	= 14—16 kg.

Die Berechnung des Luftüberschusses aus der Analyse der Rauchgase folgt unter 38).

Luftmenge bei künstlichem Zuge.

28) *Bei künstlichem Zuge bezw. Unterwind* lässt sich der zur Herstellung der vollständigen Verbrennung nöthige Luftüberschuss vermindern, und unter günstigen Verhältnissen fast bis auf Null bringen. In solchen Fällen genügt dann schon allein die theoretische Luftmenge, um eine vollkommene Verbrennung zu erzeugen, wie die nachstehenden, im Jahre 1885 von der Compagnie des forges et chantiers in Marseille*) mit einem an Land vorübergehend aufgestellten und mit Unterwind betriebenen Kessel des Panzerschiffes „Marceau“ von 10581 t. Deplacement angestellten Versuche zeigen.

*) A. Bienaymé. Les machines marines. Paris. 1887. S. 469.

Stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannter Kohlen kg	Auf 1 kg Kohlen verbrauchte Luftmenge in cbm
101,30	12,410
150,70	12,315
201,45	11,060
250,00	11,220
300,00	8,500
300,00	8,500

Der Umstand, dass bei Anwendung von Unterwind mit zunehmender Lebhaftigkeit der Verbrennung nicht nur die für 1 kg verbrennender Kohlen erforderliche Menge an Pressluft verringert werden kann, sondern dass sich noch gleichzeitig die Vollkommenheit der Verbrennung hebt, erklärt sich aus der innigeren Vermischung der die Lücken und Poren der Brennstoffschicht in Folge ihrer höhern Spannung besser durchdringenden Luft mit den in dieser Schicht entstehenden brennbaren Gasen, wodurch sich der Verbrennungs-Vorgang mehr dem unter 8) geschilderten nähert.

29) **Die Luftzuführung** und zwar nicht nur die Menge der zum Brennstoff geleiteten Luft, sondern auch die Art und Weise ihrer Zuführung ist auf die Temperatur der Flamme bezw. der Heizgase und damit auf die erreichbare Vollkommenheit des Verbrennungs-Vorganges von grösstem Einflusse. Auf die beste Art der Luftzuführung für Schiffskessel-Feuerungen ist bei den Feuerungs-Anlagen mehr eingegangen, hier soll nur kurz der Einfluss der Luftmenge, namentlich bei der Verwendung fester Brennstoffe erörtert werden. Im allgemeinen lassen sich 4 Fälle unterscheiden: Luftzuführung.

a) die Luftmenge und Luftmischung ist genügend,
b) die Luftmenge genügt, die Luftmischung ist ungenügend,
c) die Luftmenge ist zu klein,
d) die Luftmenge ist zu gross.

30) a. *Die Luftmenge und Luftmischung genügt* in Feuerungen, welche feste Brennstoffe verbrennen, nur wenn die Feuer durchgebrannt sind, während beim Oeffnen der Feuerthür erstere immer zu gross und beim Beschicken des Feuers letztere stets zu gering ausfällt. So lange sich beide in den praktisch günstigsten Grenzen halten lassen, wird der Brennstoff so vollständig wie möglich ausgenutzt. Sichtbare Zeichen für diesen Zustand sind vom Feuer hell erleuchtete Aschfälle und nur ganz wenig rauchende Schornsteine. Sichtbare Zeichen für diesen Zustand.

31) b. *Die Luftmenge genügt, aber die Luftmischung ist ungenügend,* wenn Theile der Rostfläche frei liegen, durch deren Oeffnungen ein Theil der Luft, ohne den Brennstoff zu durchdringen, entweichen kann. Eine grössere oder geringere Menge von Kohlenwasserstoffgasen bleibt dann unverbrannt, möglicherweise kann Aeussere Merkmale hierfür.

auch schon gebildete Kohlensäure, welche noch einmal Gelegenheit hat mit glühenden Kohlen in Berührung zu kommen, wie unter 5) angedeutet, wieder in Kohlenoxyd umgewandelt werden. Wenn nicht unverbrannter Kohlenstoff als Rauch aus dem Schornstein tritt, oder die Kessel infolge des starken Zuges durch die unbedeckten Roste brummen, giebt es kein äusseres Zeichen für diesen unbefriedigenden Zustand.

Abnahme der Heizkraft, Steigerung der Temperatur, Hitze im Heizraum.

32) c. *Die Luftmenge ist jedesmal zu klein*, wenn frischer Brennstoff zugeführt wird, oder wenn der freie Querschnitt des Rostes im Laufe des Betriebes durch Verschlacken verringert wird, oder endlich die Geschwindigkeit der zuströmenden Luft, welche an der Aschfallmündung von Schiffskesselfeuerungen bei natürlichem Zuge etwa 1,5—1,7 m in der Sekunde beträgt, infolge von Witterungseinflüssen abnimmt. In allen Fällen wird von dem zugeführten Sauerstoff der Luft so viel als möglich zur Bildung von Wasserdampf und Kohlensäure verbraucht, während derjenige Kohlenstoff, der keinen Sauerstoff zur völligen Oxydation findet, entweder als freier Kohlenstoff — Rauch — oder als Kohlenoxydgas entweicht. Da hierdurch von den brennbaren Theilen von 1 kg eines Heizstoffes nur eine beschränkte Menge zur vollständigen Verbrennung gelangt, so muss seine nutzbare Heizkraft sinken, während andererseits infolge Vertheilung der entstehenden Verbrennungswärme auf ein nur kleines Volumen zugeführter Luft und entwickelter Verbrennungsgase eine Temperatursteigerung derselben hervorgerufen — oder die pyrometrische Heizkraft des Brennstoffes gesteigert wird. Die hohe Verbrennungstemperatur bringt die bei dem schwachen Luftdurchzug nicht mehr genügend gekühlten Roste zum Glühen, sie biegen sich durch, oder ziehen sich krumm, verbrennen stark an ihrer oberen Fläche und fallen endlich in den Aschfall. Ein untrügliches Zeichen für die zu kleine Luftzuführung ist die durch die höhere Feuertemperatur hervorgerufene grössere Wärmestrahlung in den Heizraum, welche sich bei dem gleichzeitigen Mangel eines seine Lüftung bewirkenden Zuges nach den Aschfällen in drückender Weise bemerklich macht.

Wärmeverluste bei zu grosser Luftmenge.

33) d. *Die zugeführte Luftmenge ist zu gross* in den weitaus meisten Dampfkesselfeuerungen, wegen des gewöhnlich zu umfangreich bemessenen Rostes. Durch die Spalten desselben dringt ein so bedeutender Ueberschuss von Luft in das Feuer, dass deren Sauerstoff bei weitem nicht mehr verbraucht wird und ebenso wie ihr Stickstoff durch seine Erwärmung nur die Verbrennungstemperatur erniedrigt und die empfangene Wärme grösstentheils unbenutzt durch den Schornstein entführt. F. FISCHER*) führt an,

*) F. FISCHER. Taschenbuch für Feuerungstechniker. Stuttgart 1883. S. 29.

dass er eine derartige Dampfkesselfeuerung untersuchte, bei welcher die aus dem Schornstein abziehende Wärmemenge 60 % des Gesammtbrennwerthes der Kohlen betrug. Ein sichtbares Zeichen oder ein anderes Merkmal für einen so verlustreichen, beständig zu grossen Luftüberschuss giebt es nicht nur nicht, sondern seine äusseren Anzeichen sind von denen der unter 30) geschilderten günstigsten Verbrennung nicht zu unterscheiden. Das einzige, untrügliche Mittel zur Feststellung des Wirkungsgrades einer Dampfkesselfeuerung, zur Klarlegung der Luftzuführungs-Verhältnisse, und der Wärmeverluste bleibt die schon unter 6) empfohlene Rauchanalyse.

34) **IV. Die Rauchanalyse**, welche auf Dampfern gelegentlich der Probefahrten vorgenommen werden sollte, gestattet durch die volumetrische Bestimmung der Rauchgasebestandtheile nicht nur einen Rückschluss auf die Vollkommenheit des Verbrennungs-Vorganges, sondern bietet auch die einzige zuverlässige Handhabe für die Berechnung der Wärmeverluste, welche durch die aus dem Schornstein abziehenden Heizgase entstehen. Bei der Benutzung gleichwerthigen Brennstoffes, wie es die an Bord verfeuerten Steinkohlen im Durchschnitt bilden, lässt die Rauchanalyse demnach sichere Vergleiche über die Ausnutzung des Brennstoffes und die Güte der Feuerungs-Anlagen der verschiedenen Schiffskesseltypen zu. Vorgenommen wird die Rauchanalyse mit einem von SCHLÖSING und ROLLAND ersonnenen und später von ORSAT vervollkommneten Apparate, welcher nachstehend beschrieben ist. Zweck.

35) *Der Orsat'sche Apparat*)*, welcher auf dem Absorptionsvermögen beruht, das gewisse Flüssigkeiten gegenüber einzelnen Gasen besitzen, hat den Zweck, den Gehalt der Rauchgase an Kohlensäure, Sauerstoff und Kohlenoxyd zu bestimmen. Er besteht aus einer Saugeflasche, einem Messrohr, drei Glasflaschen mit aufgesetzten Glocken und nebenstehenden Abschlussgefässen. Die Saugeflasche dient zum Ansaugen und Durchdrücken der Rauchgase in und durch den Apparat. Die Glasflaschen sind mit drei Flüssigkeiten gefüllt, welche die verschiedenen Gase absorbiren sollen. Die Glocken der drei Flaschen stehen mit einem Rohr in Verbindung, welches zum Schornstein führt, und von diesem ebenfalls durch einen Hahn abgeschlossen werden kann. Es empfiehlt sich, dieses Schornstein-Anschlussrohr aus Glas zu wählen, da eiserne Rohre aus sauerstoffhaltigen Gasen den Sauerstoff schon bei niederen Temperaturen theilweise aufnehmen, an reducirende Gase aber wieder abgeben. Die mit den Flaschen verbundenen Abschlussgefässe sind je von einem äusseren Gefäss umgeben, und unten mit Wasser Beschreibung und Verfahren.

*) A. LEDIEU. Les nouvelles machines marines. Paris 1882. Tome III. S. 383.

gefüllt, sie bewahren die in den Flaschen und Glocken eingeschlossenen Flüssigkeiten vor dem Zutritt der Luft, deren Sauerstoff sie bald zersetzen würde. Beim Einpressen der Rauchgase in diese Gefässe wird das Wasser unten aus denselben verdrängt, tritt in den Zwischenraum beider Gefässe und stellt daher stets einen luftdichten Verschluss her. Will man eine Analyse machen, so bläst man nach Abschluss aller Hähne mit einem Blasebalge Luft durch das die Glasflaschen verbindende Rohr, durch das Messrohr und die Saugeflasche, um dieselben zu reinigen. Alsdann öffnet man die Verbindung zum Schornstein und saugt mittels der Saugeflasche, welche ebenso wie das Messrohr mit destillirtem Wasser gefüllt ist, dem einige Tropfen Salzsäure zugesetzt werden, so viel Rauchgase an, dass im Messrohr 100 Volumentheile derselben erscheinen. Jetzt wird das Rohr vom Schornstein abgesperrt, der Hahn der ersten Glasflasche geöffnet und die Rauchgase in diese hineingepresst. In die Glasflasche sind Glasrohre behufs Herstellung einer grösseren Berührungsfläche gestellt, dieselbe ist mit Kalilauge von 1,26—1,28 spec. Gewicht gefüllt, welche die in den Rauchgasen enthaltene Kohlensäure gierig absorbirt. Nachdem die Rauchgase mehrere Male die erste Glocke und Flasche durchströmt haben, saugt man sie mittels der Saugeflasche wieder in das Messrohr und sieht nach, wieviel Volumentheile fehlen; diese sind als Kohlensäure absorbirt. Nun wiederholt man denselben Vorgang nach Absperrung der ersten mit der zweiten Glocke und Flasche, welche pyrogallussaures Kali (18 g Pyrogallussäure, 40 g heisses Wasser und etwa 70 ccm der obigen Kalilauge) enthalten und den unverbrannten Sauerstoff absorbiren. Endlich wird in der dritten Glasflasche das Kohlenoxyd entfernt. Diese umschliesst eine Rolle von rothem Kupferdraht und ist nebst ihrer Flasche mit Salmiaklösung gefüllt, oder enthält etwa 50 g Kupferblechschnitzel in 35 g Kupferchlorid mit 200 ccm Salzsäure, denen nach 24 Stunden 120 ccm Wasser zugesetzt waren. Der zurückbleibende Rest der Rauchgase besteht aus Stickstoff und geringen Quantitäten Kohlenwasserstoffgasen, deren Bestimmung indessen unwesentlich ist. Das Verfahren ist ein so einfaches, dass jeder umsichtige Maschinist bei einiger Uebung die Analysen alle 4 bis 5 Minuten mit einer bis auf Fünftelprocent reichenden Genauigkeit machen kann. Mit einer Füllung der Flaschen lassen sich 100 bis 200 Analysen ausführen.

Vereinfachter Apparat.

36) *In dem kleinen Apparat von F. Fischer**), der im Uebrigen dem ORSAT'schen gleicht, ist die Glasflasche für Kohlenoxyd fort-

*) F. FISCHER. Technologie der Brennstoffe. Braunschweig 1883. S. 221.

gelassen, weil die Rauchgase der gewöhnlichen Feuerungsanlagen wenig Kohlenoxyd enthalten. Sollte ein Verbrennungsgas nennenswerthe Mengen Kohlenoxyd in sich bergen, so ist auch fast immer Wasserstoff und Kohlenwasserstoff (Sumpfgas CH_4) zugegen. Um diese zu bestimmen, muss eine Probe der Rauchgase in ein Glas eingeschmolzen und im Laboratorium über Quecksilber untersucht werden. Der hierzu erforderliche Apparat ist hier nicht weiter beschrieben, weil derartige eingehende Untersuchungen nur durch Chemiker angestellt werden können. Der Apparat von FISCHER wird daher in der Praxis fast immer genügen und da seine einzelnen Theile möglichst klein gehalten sind, so wird er nur 40 cm hoch und 20 cm breit und ist so leicht, dass er sehr bequem zu handhaben ist. Es ist zu wünschen, dass der geringe nur 45 Mk. betragende Preis dieses nützlichen Apparates seine Verbreitung und Anwendung in der Praxis möglichst befördern möchte. Die Ausführung der Untersuchung geschieht mit demselben in gleicher Weise, wie beim ORSAT'schen Apparat. Näheres über diese Apparate und ihre Handhabung, Unterhaltung und Pflege findet man in F. FISCHER's Technologie der Brennstoffe*).

37) In unserer Marine und auch in der französischen sind Rauchgasanalysen angestellt, um den Einfluss des künstlichen Zuges bezw. Unterwindes auf die Verbrennung zu ermitteln. In unserer Marine diente als Zugerzeuger ein Körting'sches Schornsteingebläse, in der französischen Marine benutzte man Pressluft, welche aus dem geschlossenen Heizraum unter die Rosten trat. In beiden Fällen stieg selbstverständlich die in der Stunde verbrannte Kohlenmenge mit der Zunahme des Zuges bezw. Pressung der Luft, bei den französischen Versuchen wurde die Verbrennung bei intensiverem Betriebe mit Pressluft eine immer vollkommenere; bei den unserigen durch den künstlichen Zug des Körting'schen Gebläses eine weniger befriedigende, als bei natürlichem Zuge, wie dies die Tabelle auf Seite 186 erkennen lässt. Versuche in der deutschen und französischen Marine.

38) *Das Verhältniss der gebrauchten Luftmenge vL' zu der theoretisch erforderlichen L'* ergiebt sich aus der Rauchgasanalyse bei: Berechnung des Luftüberschusses.

k Volumen-Procenten Kohlensäure,
o „ „ Sauerstoff,
n „ „ Stickstoff,

durch folgende Rechnung: Die o Vol.-Proc. freien Sauerstoffs entweichen in der nicht verbrauchten Luft, welche auf 21 Volumen Sauerstoff immer 79 Volumen Stickstoff enthält, so dass ihr Stickstoffgehalt $\frac{79}{21}o$ beträgt. Von den n Vol.-Proc. Stickstoff der im

*) Daselbst. S. 244.

Tabelle über Untersuchungen von Rauchgasen aus Schiffskessel-Feuerungen.

Classe und Namen des Schiffes	Art des Versuchs	Ergebnisse der Analysen: Stickstoff N	Kohlensäure CO_2	Kohlenoxyd CO	Unverbrannter Sauerstoff O	Verbrannter Sauerstoff: Sauerstoff, welcher durch die Roste trat $\frac{O_g - O}{O_g}$	Kohlenverbrauch i. d. Stunde auf 1 qm Rostfläche in kg	Temperatur im Schornstein	Luftverdünnung im Schornstein in mm Wassersäule	Barometerstand	Temperatur der Luft in °C.	Die Angaben sind Mittelwerthe aus folgender Zahl von Versuchen	Dauer der Versuche in Stunden
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Deutsch. Kreuzer **Albatross**	Natürlicher Zug ohne Gebläse im Schornstein	83,16	10,62	2,87	3,35	0,848	92,2	215,0	4	766,70	8,00	6	6
„ „ „	Natürlicher Zug mit Gebläse im Schornstein, jedoch ohne Betrieb desselben	83,40	11,96	2,24	2,40	0,892	101,8	248,0	6	753,25	7,25	5	4
„ „ „	Künstlicher Zug mittelst des Schornsteingebläses	83,95	7,80	4,20	4,05	0,790	106,6	272,5	55	754,00	7,25	2	2
Französisch. Aviso II. Cl. **Labourdonnais**	Unterwind durch Pressluft im geschlossenen Heizraum	80,50	14,00	2,30	3,20	0,851	129,5	ca. 350,0	68—160 (Ueberdruck der Luft im Heizraum)	—	—	—	—
Französisches Panzerschiff **Marceau**	desgl.	80,15	14,25	0,45	5,15	0,763	201,5	—	—	—	—	—	—
„ „ „	desgl.	80,05	13,85	0,70	5,40	0,748	250,0	—	—	—	—	—	—
„ „ „	desgl.	80,10	15,60	0,40	3,90	0,816	300,0	—	—	—	—	—	—
„ „ „	desgl.	80,10	16,60	0,70	2,60	0,880	300,0	—	—	—	—	—	—

Ganzen gebrauchten Luftmenge $v L'$ können daher nur $n - \frac{79}{21} o$ als freier Stickstoff in den Schornstein ziehen und nur die diesem Stickstoffgehalt entsprechende Luftmenge war zur Verbrennung erforderlich. Mithin muss sich verhalten:

$$\frac{v L'}{L'} = \frac{n}{n - \frac{79}{21} o}$$

oder mit n dividirt und auf gleiche Benennung gebracht:

$$v = \frac{21}{21 - 79\frac{o}{n}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (100)$$

Bei den durch die Tabelle auf Seite 186 wiedergegebenen Versuchen stellte sich nach dieser Formel die gebrauchte Luftmenge auf das 1,15 bis 1,30 fache der theoretischen. Soll diese Rechnung ganz streng durchgeführt werden, was bei gewöhnlichen Versuchen in der Regel unterbleibt, so muss auch der Sauerstoffgehalt der dem Feuer zugeführten Luft, welcher meistens zwischen 20,5 bis 21,0 Vol.-Proc. schwankt, durch den Orsat'schen Apparat vorher genau festgestellt werden. Stellt sich das Verhältniss derselben auf x Vol.-Proc. Sauerstoff und z Vol.-Proc. Stickstoff, dann wird:

$$v = \frac{x}{x - \frac{z}{n} o} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (100^{a})$$

39) *Auch das Verhältniss des verbrannten Sauerstoffes O zu dem durch die Rosten getretenen O_g* wird als Vergleichswerth statt der den Luftüberschuss angebenden Zahl benutzt. Auf 1 Volumen Sauerstoff enthält die atm. Luft $\frac{79}{21} = 3{,}7619$ Volumen Stickstoff, auf N Volumen durch die Analyse nachgewiesenen Stickstoffs sind daher durch die Roste getreten: Verhältniss der Sauerstoffmengen.

$$\frac{N}{3{,}7619} = O_g$$

Volumen Sauerstoff. Verbrannt sind daher worden $O_g - O$ Volumen Sauerstoff, weil O Volumen entwichen sind. Der verbrannte Sauerstoff verhält sich daher zu dem durch die Rosten getretenen wie:

$$\frac{O_g - O}{O_g} = \frac{\frac{N}{3{,}7619} - O}{\frac{N}{3{,}7619}} = 1 - 3{,}7619\frac{O}{N} \quad \ldots\ldots \quad (100^{b})$$

nach welcher Formel die Colonne 7 der Tabelle auf Seite 186 berechnet ist.

Rauchbeobachtungen bei englischen Probefahrten.

40) Gelegentlich der Probefahrten ausgeführte Rauchanalysen liefern für die Beurtheilung der Feuerungsanlage eine viel sicherere Unterlage, als sie durch die bei englischen Probefahrten vorgeschriebenen, rein persönlichen Rauchbeobachtungen*) gewonnen werden kann. — In der neueren englischen Instruction von 1879 ist daher schon bestimmt, dass diese Beobachtungen bei denjenigen Probefahrten, bei welchen Nixon's Navigation Kohlen verwendet werden, unterbleiben sollen. — Die Rauchstärke wird bei den genannten Beobachtungen von einer in der Nähe des Schornsteins aufgestellten Person nach eigener Schätzung beurtheilt. Für die Rauchstärke sind 8 Nummern eingeführt von 0 = *unsichtbar* bis 7 = *tiefschwarz*. Bei Meilenfahrten werden die der Rauchstärke entsprechenden Zahlen in Zwischenräumen von 1 Minute, bei Dauerfahrten in solchen von 5 Minuten in einem vorgedruckten Schema notirt. Die Summe dieser Zahlen dividirt durch die Anzahl der Beobachtungen ergiebt die Rauchstärke während der Probefahrt. Ausserdem wird die innerhalb von 10 Beobachtungen auftretende grösste Stärke des Rauches, sowie die Zeit bestimmt, innerhalb deren kein Rauch beobachtet wurde.

Eintheilung.

41) **V. Die Verbrennungsgase** der Heizstoffe bestehen bei vollkommener Verbrennung in Luft aus:

a) feuchten Verbrennungsgasen oder Wasserdampf,

b) trockenen Verbrennungsgasen: Kohlensäure, Stickstoff und Schwefligsäure.

Bei mangelhafter Verbrennung können sich zu den letztern noch gesellen: Kohlenoxyd, Sumpfgas, Wasserstoff und Sauerstoff.

Feuchte Verbrennungsgase.

42) a. **Die Menge des in den Rauchgasen von 1 kg Brennstoff enthaltenen Wasserdampfes** W_r von 0^0 beim Barometerstand von 760 mm berechnet sich aus:

1) dem Wassergehalte des Brennstoffes von W kg (siehe 15);

2) dem durch Verbrennung seines Wasserstoffgehaltes von H kg entstehenden 9 H kg Wasser;

3) dem in der Verbrennungsluft auftretenden Wasser, d. h. dem Wasser, welches vom Feuchtigkeitsgehalt der Luft herrührt. Um letzteren festzustellen, bestimmt man am bequemsten mit einem Haarhygrometer den Thaupunkt der Luft, und erhält dann aus folgender Tabelle, wie viel Gramm Wasser f in 1 cbm Luft enthalten ist.

*) The steam trials of her majesty's ships. Engineering vom 15. October und 31. December 1875.

Tabelle über den Feuchtigkeitsgehalt der Luft.

Temperatur	Wasser	Temperatur	Wasser	Temperatur	Wasser
I	2	I	2	I	2
1 °C.	5,2 gr.	11 °C.	10,0	21 °C.	18,2
2 „	5,6 „	12 „	10,6	22 „	19,3
3 „	6,0 „	13 „	11,3	23 „	20,4
4 „	6,4 „	14 „	12,0	24 „	21,5
5 „	6,8 „	15 „	12,8	25 „	22,9
6 „	7,3 „	16 „	13,6	26 „	24,2
7 „	7,7 „	17 „	14,5	27 „	25,6
8 „	8,1 „	18 „	15,1	28 „	27,0
9 „	8,8 „	19 „	16,2	29 „	28,6
10 „	9,4 „	20 „	17,2	30 „	30,1

Da nun nach Gl. 100 dem Brennstoff v mal mehr Luft zugeführt wurde, als theoretisch erforderlich war, letzteres Luftvolumen sich aber nach Gl. 99[a] zu L' cbm ergiebt, so beträgt die Wassermenge durch Luftfeuchtigkeit auf 1 kg verbrannten Heizstoffes:

$$f \,.\, v \,.\, L' \text{ gr} = \frac{f \,.\, v \,.\, L'}{1000} \text{ kg}.$$

Mithin ist:

$$W_r = W + 9\,H + 0{,}001\, f\, v\, L' \text{ kg} \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (101)$$

oder da 1 cbm dieses Wasserdampfes 0,8048 kg wiegt:

$$W_r' = \frac{W + 9\,H + 0{,}001\, f\, v\, L'}{0{,}8048} \text{ cbm} \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (101^a)$$

Falls nicht sehr genaue Untersuchungen angestellt werden sollen, bleibt das letzte Glied unberücksichtigt, namentlich kann dies geschehen, wenn die Versuche bei trockener Luft angestellt werden, weil es dann sehr unwesentlich ausfällt. Hierzu kommt noch, dass man mit Haarhygrometern absolut zuverlässige Messungen des Feuchtigkeitsgehaltes nicht vornehmen kann. Soll das letzte Glied aber trotzdem in Rechnung gesetzt werden, so begnügt man sich vielfach mit der unter 44) mitgetheilten angenäherten Feststellung von $v \,.\, L'$.

43) Für die § 19, 13 angeführte mittlere Steinkohle berechnet sich der für jedes verbrannte kg derselben mit den Rauchgasen entweichende Wasserdampf wie folgt: Beispiel.

1) die $W = 0{,}03$ kg Wassergehalt ergeben: $0{,}03$ kg,
2) die $H = 0{,}04$ kg Wasserstoff bilden: $9 \,.\, 0{,}04 = 0{,}36$ kg,
3) die Verbrennungsluft habe 20° Temperatur und sei mit Feuchtigkeit gesättigt, dann ist nach der Tabelle $f = 17{,}2$. Für die mittleren Steinkohlen wird nach Gl. 100 im Mittel $v = 1{,}3$ und nach 26) $L' = 8$ cbm, daher:

$$0{,}001\, f\, v\, L = 0{,}001 \,.\, 17{,}2 \,.\, 1{,}3 \,.\, 8 = 0{,}178 \text{ kg}$$
$$W_r = 0{,}03 + 0{,}36 + 0{,}178 = 0{,}568 \text{ kg}$$
$$\text{oder: } W'_r = \frac{0{,}568}{0{,}8084} = 0{,}705 \text{ cbm Wasserdampf.}$$

Trockene Verbrennungsgase.

44) b. **Die Menge der in den Rauchgasen von 1 kg Brennstoff enthaltenen trockenen Verbrennungsgase** von 0^0 und 760 mm Barometerstand wird auf folgende Weise berechnet: Enthält 1 kg Brennstoff C kg Kohlenstoff, nach Abzug des etwa in der Asche und den Schlacken noch vorkommenden Gehaltes an unverbranntem Kohlenstoff, so bildet dieser $1{,}854\, C = K$ cbm Kohlensäure. Finden sich ferner in den Rauchgasen die unter 38) angegebenen Volumen-Procente k, o und n, dann bildet 1 kg Brennstoff:

$$K\, o \frac{1}{k} = O_0 \text{ cbm Sauerstoff und}$$
$$K\, n \frac{1}{k} = N_0 \text{ „ Stickstoff.}$$

Endlich entstehen aus den S kg Schwefel, welche der Brennstoff vielleicht enthält, $2\,S$ kg Schwefligsäure oder da 1 cbm derselben 2,864 kg wiegt

$$\frac{2\,S}{2{,}864} \text{ cbm Schwefligsäure.}$$

Folglich nehmen die trockenen Verbrennungsprodukte ein Volumen V_r ein von:

$$V'_r = K + O_0 + N_0 + \frac{2\,S}{2{,}864} \text{ cbm oder}$$
$$V'_r = K + \frac{K\,(o+n)}{k} + \frac{2\,S}{2{,}864} \text{ cbm} \quad \ldots\ldots \quad (102)$$

Da $K + O_0 + N_0$ nahezu, bis auf den beim Verbrennen des Wasserstoffes verschwundenen Sauerstoff, das gesammte zugeführte Luftvolumen $v\,L'$ darstellt, so lässt sich angenähert setzen (siehe unter 42):

$$v\,L' = K + O_0 + N_0$$

wobei indessen zu beachten ist, dass $K + O_0 + N_0$ um das genannte Sauerstoff-Volumen kleiner ist als $v\,L'$.

Es wiegt: 1 cbm Kohlensäure: 1,9781 kg,
1 cbm Sauerstoff: 1,4303 „
1 cbm Stickstoff: 1,2566 „

Mithin ist das Gewicht der trockenen Verbrennungsgase:

$$V_r = 1{,}9781\, K + 1{,}4303\, O_0 + 1{,}2566\, N_0 + 2\,S \text{ kg}$$

und wenn hierin K durch C ausgedrückt wird:

$$1{,}9781\, K = 1{,}9781 \,.\, 1{,}854\, C = 3{,}667\, C$$
$$V_r = 3{,}667\, C + 1{,}4303\, O_0 + 1{,}2566\, N_0 + 2\,S \text{ kg} \quad \ldots \quad (102^a)$$

Beispiel.

45) Die unter § 19, 13 angeführte mittlere Steinkohle, welche auf 1 kg $C = 0{,}80$ kg Kohlenstoff, $S = 0{,}02$ kg Schwefel u. s. w. be-

sitzt, hinterlasse beim Verbrennen Rauchgase, deren Analyse nach 38) ergiebt:

$k = 15$ Vol.-Proc. Kohlensäure,
$o = 5$ „ „ Sauerstoff,
$n = 80$ „ „ Stickstoff.

Dann bilden sich nach dem Vorstehenden aus jedem verbrannten kg dieser Steinkohlen:

Kohlensäure:	$1{,}854 \,.\, 0{,}80$	$= 1{,}483$ cbm;	oder $1{,}483 \,.\, 1{,}9781 = 2{,}933$ kg
Sauerstoff:	$1{,}483 \,.\, 5 \,.\, \frac{1}{15}$	$= 0{,}494$ „ ;	„ $0{,}494 \,.\, 1{,}4303 = 0{,}277$ „
Stickstoff:	$1{,}483 \,.\, 80 \,.\, \frac{1}{15}$	$= 7{,}909$ „ ;	„ $7{,}909 \,.\, 1{,}2566 = 9{,}935$ „
Schwefligsäure:	$\frac{2 \,.\, 0{,}02}{2{,}864}$	$= 0{,}014$ „ ;	„ $0{,}014 \,.\, 2{,}864 = 0{,}040$ „
Zusammen:		*9,900* cbm;	oder *12,188* kg

trockener Verbrennungsgase. Die Menge der aus dem Schwefelgehalte der Kohlen entstehenden Schweflig- bezw. Schwefelsäure-Dämpfe ist vorstehend nur deswegen mit angeführt, um zu zeigen, dass sie ihrer Kleinheit wegen nicht berücksichtigt zu werden braucht.

46) c. **Die Menge der gesammten aus 1 kg Brennstoff entstehenden Verbrennungsgase** von 0° bei 760 mm Barometerstand setzt sich zusammen aus den durch Gl. 102 festgestellten trockenen Gasen und dem nach Gl. 101 berechneten Wasserdampf und wird daher: Gesammte Verbrennungsgase.

$$\Phi \;= W_r + V_r \text{ kg oder} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (103)$$

$$\Phi' = W'_r + V'_r \text{ cbm} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (103^a)$$

Für das gewählte Beispiel folgt nun:

$$\Phi \;= 12{,}188 + 0{,}568 = 12{,}756 \text{ kg.}$$

$$\Phi' = 9{,}900 + 0{,}705 = 10{,}605 \text{ cbm,}$$

47) *Angenähert lässt sich das Volumen V'_r der trockenen Verbrennungsgase* von 0° bei 760 mm Barometerstand aus den in ihnen enthaltenen, durch die Rauchanalyse nachgewiesenen k Vol.-Proc. Kohlensäure und dem Gehalt von 1 kg Brennstoff an Kohlenstoff $= C$ kg berechnen. Die abziehenden V'_r cbm Rauchgase entführen $\frac{k\,V'_r}{100}$ cbm Kohlensäure; jedes cbm dieser letzteren enthält aber 0,5395 oder abgekürzt 0,54 kg Kohlenstoff, folglich nehmen die Rauchgase mit: Angenäherte Berechnung der trockenen Verbrennungsgase.

$$\frac{0{,}54\,k\,V'_r}{100} \text{ kg Kohlenstoff.}$$

Unter der Annahme, dass die durch Analyse des Brennstoffes in 1 kg desselben gefundenen C kg Kohlenstoff vollständig zu Kohlen-

säure verbrennen, muss der Kohlenstoff der Rauchgase gleich dem des Brennstoffes sein, also:

$$C = \frac{0,54\ k\ V_r'}{100}$$

$$V_r' = \frac{100\ C}{0,54\ k} = 185 \frac{C}{k} \text{ cbm} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (103^b)$$

Angenäherte Berechnung der gesammten Verbrennungsgase.

48) *Das Volumen der gesammten, auf 1 kg Brennstoff entweichenden Verbrennungsgase* von 0° und 760 mm Barometerstand wird angenähert bestimmt, wenn zu V_r' noch der Wasserdampf W_r' gerechnet wird, welcher sich nach Vernachlässigung des letzten Gliedes der Gl. 101[a] bemisst auf

$$W_r' = \frac{W + 9\ H}{0,8048} = 1,24\ W + 11,18\ H \text{ cbm.}$$

Demnach folgt:

$$\Phi' = 185 \frac{C}{k} + 1,24\ W + 11,18\ H \text{ cbm} \quad \ldots\ldots \quad (103^c)$$

worin bezeichnet:

C	den in 1 kg des Brennstoffes enthaltenen	Kohlenstoff	in kg,
H	„ „ 1 „ „ „ „	Wasserstoff	„ „
W	das „ 1 „ „ „ „	hygroskop. Wasser	„ „
k	die Kohlensäure der Rauchgase in Vol.-Proc.		

Eintheilung.

49) **VI. Die Verbrennungsrückstände** der Heizstoffe in den Feuerungen der Dampfkessel werden erzeugt:

a) durch die unvollkommene Verbrennung,

b) durch die Beimengungen, welche der Brennstoff enthält.

Rückstände der unvollkommenen Verbrennung.

50) a. **Die Rückstände infolge mangelhafter Verbrennung** sind entweder fest, wie *Koks* und *Russ* oder gasförmig, wie *Kohlenoxyd* u. s. w.

Koks.

51) *Koks* ist unverbrannte, entgaste Kohle, welche in Steinkohlenfeuerungen durch ungenügenden Luftzutritt in der hohen Temperatur des Feuerraumes entsteht. Die Farbe der Koks ist schwarzgrau bis eisengrau, der Glanz ein matter Metallglanz. Hierdurch sind die etwa in den Aschenfall gelangten Koksstückchen zwischen den anderen festen Verbrennungsrückständen deutlich zu erkennen und da die absolute Heizkraft der Koks 7000—7500 W.-E. beträgt, empfiehlt es sich überall, wo auf möglichste Sparsamkeit im Brennstoffverbrauch Gewicht gelegt werden muss, wie besonders auf schnellen Kreuzern, aus den Verbrennungsrückständen vor dem Ueberbordschaffen die Koksstückchen herauslesen und nach und nach noch einmal auf die Feuer werfen zu lassen.

Russ.

52) *Russ* ist unverbrannter Kohlenstoff, der sich besonders beim Beschicken des Feuers infolge der niedrigen Temperatur des Feuerraumes durch zu reichliche Luftzufuhr bilden kann.

53) *Kohlenoxyd*, *Wasserstoff*, *Sumpfgas* und *Schwefeldämpfe* ziehen mit den Rauchgasen ab, wenn der zu ihrer Verbrennung zu Kohlensäure, Wasserdampf und bezw. Schwefligsäure erforderliche Sauerstoff entweder nicht in der nöthigen Menge mit der Luft zugeführt, oder wenn diese mit den entwickelten Gasen nicht genügend gemischt wurden. Unverbrannte Gase.

54) **b. Die Rückstände von den Beimengungen des Heizstoffes** fasst man zusammen unter dem Namen *Asche*. Dieselbe enthält die unverbrennbaren Bestandtheile der Heizstoffe, welche je nach der Art des Brennstoffes entweder aus Thonerdesilicaten oder aus Gyps und Schwefeleisen bestehen; ausserdem aber auch Kalk, Magnesia, Eisen- und Manganoxyd, geringe Mengen Chlor, Spuren von Jod u. s. w. in sich schliessen. Je nach ihrer Zusammensetzung lassen sich die Aschen eintheilen in: Asche.

a) Pulverige, unschmelzbare Aschen, welche an Thonerde reich und an Kieselerde arm sind.
b) Gefrittete, nicht geschmolzene Aschen, in denen ein hoher Kieselerdegehalt bei mangelndem Eisenoxyd vorherrscht. Beide Aschenarten haben ein grauweisses bis schmutzig graues Aussehen.
c) Geschmolzene Aschen oder *Schlacken*, welche sich aus Eisenoxyd und Kalisilicaten bilden. Die Schlacke besitzt eine eisenartige Färbung und einen metallischen Glanz.

Für die Praxis gilt die Regel: Thonige und kieselige Aschen bleiben pulverig, behindern also die Verbrennung nicht sehr. Eisenhaltige und kalkige Aschen rufen die Schlackenbildung hervor, wodurch einerseits der Rost verstopft, also die Verbrennung gehemmt wird, andererseits die Einhüllung von Kohlentheilchen in die Schlacke Verluste an Brennstoff und dadurch Verminderungen der nutzbaren Heizkraft verursachen.

55) Die nachstehende Tabelle enthält von den bekanntesten Heizstoffen nur allgemeine Mittelwerthe, weil die Zusammensetzung einzelner ihrer Arten, z. B. der verschiedenen Hölzer, Kohlen und Oele, durchgängig eine so schwankende ist, dass sich genaue Zahlen nur für eine ganz bestimmte Sorte derselben angeben lassen. Im Besonderen sind beim Gebrauche der Tabelle die nachstehenden Bemerkungen zu beachten. Bemerkungen zur Tabelle.

1) In Colonne 3—5 ist die chemische Zusammensetzung in Gew.-Proc. des völlig reinen Brennstoffes d. h. nach Abzug seines im rohen Zustande stets vorhandenen Wasser- und Aschengehaltes angegeben.
2) In Colonne 6 ist der Wassergehalt d. h. das hygroskopische Wasser, welches der rohe Brennstoff gewöhnlich im lufttrockenen Zustand in sich birgt, mitgetheilt.

Tabelle über Heizstoffe.

Lfd. Nummer	Art des Heizstoffes	Bestandtheile: Durchschnittliche Zusammensetzung des chemisch reinen Brennstoffes in Gew.-Proc.: Kohlenstoff	Wasserstoff	Sauerstoff	Im rohen, lufttrockenen Brennstoff befindlicher mittlerer Wassergehalt G.-Proc.	Aschegehalt G.-Proc.	Heizwerth: Mittlere absolute Heizkraft W. E.	Mittlere pyrometrische Heizkraft Grad C.	Mittlere nutzbare Verdampfungskraft kg	Heizgase: Für die Verbrennung von 1 kg theoretisch erforderliche Luftmenge in cbm	Aus der Verbrennung entstehende Gase von 0 °C cbm	300 °C cbm	Gewicht und Raum: Mittleres specifisches Gewicht	1 cbm einschliessl. Zwischenräume wiegt durchschnittlich kg	1 Tonne = 1000 kg beanspr. in Schiffsbunkern durchschnittlich cbm
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	I. Feste Heizstoffe.														
1	Laubholz	48,5	6,2	45,3	17	1,0	2800	1900	2,5	3,5	4,2	8,8	0,65	420	2,60
2	Nadelholz	50,2	6,1	43,7	15	0,5	3600	2200	3,5	3,8	4,5	9,5	0,50	380	3,00
3	Rasentorf	55,2	6,0	38,8	30	5,0	2500	1800	1,5	4,0	4,6	9,7	0,38	250	4,00
4	Erdtorf	60,5	5,9	33,6	25	8,0	3500	2100	3,0	4,2	4,8	10,0	0,50	450	2,30
5	Faserige Braunkohle	69,8	5,9	24,3	20	7,5	3600	2200	2,0	4,3	5,0	10,5	0,90	600	2,00
6	Erdige Braunkohle	74,2	5,8	21,0	20	10,0	4500	2300	4,5	4,8	5,5	11,5	1,10	700	1,50
7	Jüngere Steinkohle	76,2	5,6	18,2	5	5,0	6500	2600	7,0	7,0	7,4	16,0	1,25	750	1,30
8	Aeltere Steinkohle	90,5	5,0	4,5	5	3,0	7800	2700	8,0	8,0	8,4	18,0	1,30	900	1,25
9	Pennsylvanischer Anthracit .	94,2	2,5	3,3	3	2,0	8000	2750	9,0	8,5	8,7	18,3	1,50	1000	1,20
10	Isère Anthracit	96,8	1,5	1,7	3	4,0	8200	2800	10,0	8,6	8,8	18,5	1,70	1100	1,15
	II. Flüssige Heizstoffe.														
1	Pennsylvanisches Erdöl . . .	84,9	13,7	1,4	2	0,0	11500	2800	15,0	11,2	11,8	25,0	0,88	880	1,10
2	Leichtes kaukasisches Erdöl .	86,3	13,6	0,1	2	0,0	12200	2800	16,0	11,3	11,9	25,0	0,88	880	1,10
3	Schweres kaukasisches Erdöl	86,6	12,3	1,1	2	0,0	11200	2800	15,0	11,0	11,9	25,0	0,94	940	1,07
4	Erdölrückstände	87,1	11,7	1,2	2	0,0	11000	2780	14,0	10,8	11,8	25,0	0,93	940	1,08
5	Roher Steinkohlentheer . . .	87,2	5,3	7,5	8	0,0	8600	2700	10,0	9,2	11,2	23,5	1,20	1200	0,85
6	Schottisches Schieferöl . . .	87,0	11,7	1,3	2	0,0	11000	2750	14,0	10,8	11,8	25,0	0,95	950	1,05

3) In Colonne 7 ist der mittlere Aschengehalt d. h. der Gehalt an unverbrennbaren Bestandtheilen aufgeführt, welcher aber nicht mit den Verbrennungsrückständen in den Feuerungen von Schiffskesseln zu verwechseln ist. Die Bestimmung des Aschengehaltes eines Brennstoffes erfolgt im Laboratorium gelegentlich der Elementar-Analyse desselben, durch Veraschen von etwa 5 gr desselben im Platintiegel.

4) In Colonne 8—10 ist der mittlere Heizwerth in runden Zahlen zusammengestellt, und zwar bezieht sich die nutzbare Verdampfungskraft auf diejenige Anzahl Kilogramme Wasser von 0^0, welche in gewöhnlichen Kesselfeuerungen durch 1 kg Brennstoff in Dampf von 100^0 verwandelt werden können.

5) In Colonne 11—13 sind die für 1 kg Brennstoff nöthige theoretische Luftmenge, also ohne Ueberschuss, und die aus dieser Luftmenge und dem Brennstoff sich entwickelnden Gase bei 0^0 sowie bei 300^0 und 760 mm Barometerstand enthalten. Unter der Annahme, dass nur die einfache theoretische Luftmenge zugeführt wird, ist auch die pyrometrische Heizkraft in Colonne 9 berechnet, deren Werthe sich um so mehr vermindern, je grösser der Luftüberschuss wird.

6) In Colonne 15 ist das Gewicht von 1 cbm des Brennstoffes mit Berücksichtigung der durchgängig entstehenden Zwischenräume und in Colonne 16 der in den vielfach krummwandigen Bunkern von 1000 kg desselben erfahrungsmässig beanspruchte Raum angegeben.

§ 21.

Wärmeverluste der verbrennenden Heizstoffe.

1) **I. Unvollkommenheit der Feuerungs-Anlage** und mangelhafte Bedienung derselben bedingen die Grösse der Wärmeverluste, welche hervorgerufen werden: *Art der Wärmeverluste.*

a) durch mangelhafte Verbrennung des Heizstoffes,
b) durch die hohe Temperatur der Verbrennungsrückstände,
c) durch Strahlung und Leitung nach aussen.

2) Eine Feuerungsanlage wird um so wirkungsvoller sein: *Bedingungen einer guten Feuerung.*

α) je besser der Verbrennungsraum den Eigenschaften des Brennstoffes angepasst ist,
β) je schlechtere Wärmeleiter die Flammen begrenzenden Wände dieses Raumes bilden,
γ) je leichter die Luftzuführung geregelt werden kann.

3) α. **Die Höhe des Verbrennungsraumes,** dessen Grundfläche durch die Menge des in der Zeiteinheit zu verbrennenden Heizstoffes gegeben ist, *Einfluss der Feuerraumhöhe.*

richtet sich nach der kürzeren oder längeren Flamme des letzteren. Sie darf nicht so gering bemessen werden, dass dadurch die Vollkommenheit der Verbrennung leidet, aber auch keine solche Ausdehnung erreichen, dass die Stärke der Wärmeausstrahlung vermindert wird.

Vortheile geräumiger Feuerungen.

4) *In einer genügend hoch bemessenen Feuerung* können sich die Flammen frei entfalten, ohne mit den begrenzenden Wänden in Berührung zu kommen, die Kohlenstofftheilchen verbrennen dann, ehe sie die Verbrennungszone (siehe § 20, 8) verlassen und in den aus den Verbrennungsprodukten bestehenden Mantel gerathen, in welchem Falle sie als Rauch aus dem Schornstein quillen würden. Die hierdurch hervorgerufene vollkommene Verbrennung hat eine hohe Temperatur im Gefolge, welche eine starke Wärmestrahlung verbürgt. In einer geräumigen Feuerung fällt auch die Ungleichheit zwischen der beim Beschicken mit frischem Brennstoff entstehenden grösseren Gasmenge und der stets in gleicher Menge durch die Rosten zugeleiteten Luft weniger ins Gewicht als in engen Feuerungen, in denen sich die Wände in den Flammenmantel hineinschieben, den freien Zutritt der Luft zu den Brenngasen, sowie die schnelle und gute Mischung beider beeinträchtigen.

Nachtheile enger Feuerungen.

5) *In niedrigen Feuerungen* muss sich die Verbrennungszone verlängern und von der Stelle entfernen, wo die Luft eintritt, verursacht also eine Verlangsamung der Verbrennung und durch Vergrösserung des Flammenmantels auch eine Abkühlung desselben. Diese Abkühlung führt zunächst durch die Ausscheidung von Kohlenstoff aus den Kohlenwasserstoffgasen einen Wärmeverlust herbei, denn dieser Kohlenstoff muss als Rauch aus dem Schornstein entweichen oder als Russ die Heizfläche bedecken, weil er die zu seiner Verbrennung erforderliche hohe Entzündungstemperatur auf seinem weiteren Wege durch die Feuerungsanlage nicht mehr findet. Andererseits verursacht die niedrigere Verbrennungstemperatur wieder eine verminderte Wärmestrahlung.

Ausnutzung der Wärmestrahlung.

6) *Die Wärmestrahlung* wird demnach eine um so wirkungsreichere, je vollständiger der Heizstoff mit einer in sich zusammengedrängten, eine hohe Temperatur erzeugenden Flamme verbrennen kann. Dabei verschleissen die nur durch Wärmestrahlung erhitzten Feuerungswände in viel geringerem Grade als die direct von der Flamme getroffenen, deren aus der schnellen Bewegung der ausserordentlich kleinen aber sehr zahlreichen Gasmoleküle hervorgehende Energie noch durch ihre chemische Wirkung unterstützt wird. Der bekannte Feuerungstechniker FR. SIEMENS*) will in seinen neueren Feuerungen die Wärmeausstrahlung derart fördern, dass

*) Paper read at the London meeting of the iron and steel institute. October 1886.

die Heizgase beim Verlassen derselben nur noch einen sehr geringen Theil von Wärme in sich schliessen, den sie dann durch Leitung an die noch von ihnen bestrichenen Kesseltheile abgeben können. Seine in den letzten Jahren besonders für Schmelzöfen entworfenen Feuerungen, in denen die Wärmestrahlung namentlich zur Geltung kommt, haben sich sämmtlich bestens bewährt, auch bei den von ihm nach seinen Anschauungen eingerichteten Dampfkesselfeuerungen soll dies der Fall gewesen sein.

Praktisch erprobte Feuerraumhöhe.

7) Rechnungsmässig lässt sich die Höhe einer Feuerung nicht nachweisen, denn wenn es einerseits zur Erzielung einer günstigen Verbrennung auch gut sein mag, sie möglichst gross zu wählen, so steht dem wieder der Umstand entgegen, dass die so wünschenswerthe Wärmestrahlung mit dem Quadrate der Entfernung des wärmeausstrahlenden Körpers vom wärmeaufnehmenden abnimmt. Man ist daher in erster Reihe auf die Erfahrungen in der Praxis angewiesen und diese sprechen bei der Verbrennung von Welsh- und westfälischen oder diesen gleichwerthigen Kohlen mit natürlichem Zuge für eine Höhe der Feuerbüchsendecke über dem Roste von 500 bis 550 mm. Noch in jüngster Zeit wird die genannte Feuerraumhöhe von dem ersten Ingenieur des Bergischen Dampfkesselrevisionsvereins VOGT *) auf Grund seiner langjährigen, ausschliesslich praktischen Beobachtungen für gute Steinkohlen als die zweckmässigste empfohlen. Im Schiffskesselbau hält man auch seit Jahren Feuerbüchsen von 1,1 bis 1,2 m Durchmesser als die passendsten. Weiteren Feuerbüchsen von mehr als 1,3 m Durchmesser wird für den Betrieb mit natürlichem Zuge schon aller Werth abgesprochen, wogegen sie bei starkem Unterwinde, wegen der alsdann 30 cm und höher zu haltenden Brennstoffschicht noch gute Dienste leisten können. In neuerer Zeit hat man sich häufiger entschlossen, Cylinderkessel mit zwei Feuerungen von den üblichen Durchmessern statt mit drei engeren herzustellen, weil solche Kessel trotz ihrer geringeren Heizfläche infolge besserer Ausnutzung der vollkommener verbrennenden Steinkohlen erfahrungsmässig viel wirthschaftlicher sind. Ist es doch auch nur den geräumigen Feuerungen der alten Kofferkessel zuzuschreiben, dass sie mit 8,5 bis 8,7 facher Verdampfung arbeiteten, wogegen die jetzigen cylindrischen Hochdruckkessel mit ihren engen Feuerungen nur eine 8,1 bis 8,3 fache Verdampfung erreichen können.

Benutzung gleichartiger Heizstoffe.

8) In einer für kurzflammige Kohlen eingerichteten guten Feuerung von der angegebenen Höhe können langflammige Kohlen nur mit beträchtlichen Wärmeverlusten verfeuert werden. Die Erfahrung lehrt, dass selbst in einer geräumigen Feuerung, gegen deren

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1887. S. 528.

Seiten und Decke eine umfangreiche Flamme stösst, der innere nicht mit diesen Flächen in Berührung stehende Theil der Flamme, niemals seine ganze Wärme ausstrahlt. Da nun die Flamme für die Wärme vollkommen durchlässig ist, so müssten die Wände der Feuerkammer die volle Wärmestrahlung auch von diesem Theil der Flamme erhalten. Wenn dies nun in Wirklichkeit nicht geschieht, so lässt es sich nach dem unter 5) Gesagten nur dadurch erklären, dass diese Flächen in einen dichten Nebel ausgeschiedenen Kohlenstoffes gehüllt sind, welcher die Wärmestrahlen von denselben zurückhält.

Zweck der Auskleidung.

9) β. **Die Auskleidung der Seitenwände der Feuerung mit schlechten Wärmeleitern** hat den Vortheil, dass den daran emporzüngelnden Flammen nur wenig Wärme entzogen wird, während die aus Eisen- bezw. Stahlblechen bestehenden Feuerungswände der Schiffskessel als gute Wärmeleiter einen beträchtlichen Theil von der Wärme der Verbrennungsgase ableiten. Da diese vom Kesselwasser umspülten Wände eine um mehrere hundert Grad geringere Temperatur als die Verbrennungsgase besitzen, so müssen sie stark abkühlend auf dieselben wirken und in der Verbrennungszone eine sehr merkliche Ausscheidung von Kohlenstoff aus den Kohlenwasserstoffgasen hervorrufen, welcher, wie schon unter 5) erwähnt, für die Heizwirkung verloren geht.

Schiffskessel mit Schamotthülsen.

10) Trotzdem der Vortheil gemauerter Feuerungen (siehe auch unter 37, 2) vollständig bekannt war, hat man sich bisher noch nicht dazu entschlossen, ähnliche Konstructionen für Schiffskessel auszuführen. Theils fürchtete man das grössere Gewicht, theils nahm man auch wohl an, dass das Mauerwerk auf See im schlechten Wetter mehr oder minder zusammenstürzen würde. Nachdem bereits die Flammrohre feststehender Cornwallkessel, soweit die Feuerung reichte und noch eine Strecke dahinter mit Schamotthülsen versehen worden waren (wie auch FR. SIEMENS seine Dampfkesselfeuerungen ausführt) und gute Ergebnisse geliefert hatten, sind derartige Hülsen auch in die cylindrischen Feuerungen von Schiffskesseln eingezogen, in welchen flüssige Heizstoffe verbrannt wurden. Wie ich an anderer Stelle*) beschrieben habe, sind solche Hülsen bei ihren Oelfeuerungen für Schiffskessel verwendet von: WAGENKNECHT in Deutschland, AUDOUIN und d'ALLEST in Frankreich, SELWYN, SADLER, TARBUTT, HENWOOD in England und SPAKOWSKI in Russland. In letzterem Lande werden auch Locomotiven für Erdölheizung von URQUHART in grosser Zahl mit völlig ausgemauerten Feuerkisten seit 1882 in Betrieb gehalten, bei denen sich die Mauerung trotz der Stösse und Er-

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1887. Tafel XXXVII--XL.

schütterungen, welchen sie auf der Fahrt ausgesetzt ist, sehr gut halten soll. Ausserdem sind in Ungarn von VERDERBER und in Schweden von STORCKENFELD*) Locomotiven mit ausgekleideten Feuerungen ausgeführt worden.

11) Seit 1879 sind in Frankreich eine Reihe von Belleville-Kesseln sowohl auf Kriegsschiffen, wie z. B. auf den Avisos „Voltigeur", „Hirondelle", „Milan" und anderen, als auch auf den Postdampfern „Ortégal" und „Sindh" der Messageries maritimes mit Steinkohlenheizung in Betrieb genommen, deren Feuerungen rings herum völlig mit feuerfesten Steinen ausgekleidet bezw. aufgemauert sind, ohne dass irgend welche Klagen über leichtes Zusammenstürzen derselben auf See u. s. w. laut geworden wären. Endlich haben im December 1887 die Probefahrten des Kreuzers „Chicago" der Vereinigten Staaten stattgefunden, dessen ebenfalls mit Steinkohlen geheizte Feuerungen nach den seiner Zeit veröffentlichten Zeichnungen**) vollständig ausgemauert sind, und den gehegten Erwartungen in jeder Weise entsprachen. Schiffskessel mit gemauerten Feuerungen.

12) Die als Wärmespeicher dienenden Auskleidungen der Feuerungen, seien es nun Schamotthülsen oder sonstwie feuerfeste Steine, werden namentlich bei Oelheizung an ihrer inneren Oberfläche vollständig weissglühend, so dass sie nicht nur nicht die Temperatur der Verbrennungsgase erniedrigen, sondern vielmehr den etwa aus der Verbrennungszone geschiedenen, an ihnen vorbeistreichenden Kohlenstoff zur Verbrennung bringen, und somit ein gutes Theil zu der in solchen Feuerungen beobachteten vollkommenen Verbrennung beitragen. Wenn durch eingeschobene Hülsen oder Ausmauerung die Feuerungen zu eng werden, tritt erfahrungsmässig ein schneller Verschleiss dieser Futter ein, weil die dann gezwungener Weise hart an ihnen vorbeiströmende Flamme aus dem unter 6) angeführten Grunde die Zerstörung bewirkt. In solchen Fällen können die Kosten für Erneuerung der Auskleidungen grösser werden, als die durch bessere Verbrennung erzielbaren Ersparnisse an Brennstoff. Verschleiss der Auskleidungen.

13) γ. **Die Regelung der Luftzuführung** muss mit der Vergrösserung und Auskleidung des Verbrennungsraumes Hand in Hand gehen. Soll eine Rauchbildung überhaupt vermieden werden, so muss man beständig so viel Luft durch die Rosten in den Feuerraum treten lassen, als zur vollkommenen Verbrennung der beim Beschicken des Feuers entstehenden grösseren Mengen von Kohlenwasserstoffgasen erforderlich ist. Hierdurch wird aber bei durchgebrannten Zweck und Arten der eingeführten Vorkehrungen.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1888. S. 1164.

**) Mittheilungen aus dem Gebiete des Seewesens. Pola 1884. Tafel IV.

Feuern, wenn nur noch die entgaste Kohle — Koks — verbrennt, zu viel Luft in den Feuerraum treten und es kann dann der durch diesen Luftüberschuss hervorgebrachte Wärmeverlust unter Umständen ebenso gross und grösser werden, als der durch Rauchbildung verursachte. (Siehe hierüber Näheres unter 57.) Aus diesem Grunde hat man Vorrichtungen ersonnen, mit deren Hülfe es möglich ist, dem frisch beschickten Feuer zeitweilig mehr und dem durchgebrannten Feuer weniger Luft zuzuführen. Ausserdem sind Vorkehrungen getroffen worden, um die Verbrennung zu verbessern bezw. zu verstärken. Darnach lassen sich unterscheiden:

1) Dämpfer oder Aschfallthüren,
2) Klappen an den Feuerbrücken,
3) Schieber an den Feuerthüren oder deren Zargen,
4) Vorwärmer für die Verbrennungsluft,
5) Einrichtungen für künstlichen Zug und Unterwind.

Die Construction bezw. bauliche Ausführung aller vorgenannten Theile ist in dem Abschnitt über die Feuerungs-Anlagen eingehend erörtert, hier ist nur ihr Zweck und ihre Wirkungsweise im Zusammenhange besprochen.

Zweck der Dämpfer.

14) *Dämpfer oder Aschfallthüren* schliessen den Aschfall unterhalb des Rostes nach vorn hin ab und können die Luft vom Feuer absperren. Vielfach werden sie um Zapfen drehbar und mit einer Feststellvorrichtung ausgeführt, so dass sie ähnlich wie eine Drosselklappe wirkend, die Luftzuführung regeln können. Wird eine weniger lebhafte Verbrennung gewünscht, so verengt man durch diese Klappen den Querschnitt für die Verbrennungsluft und dämpft dadurch das Feuer.

Geringer Werth der Feuerbrücken-Klappen.

15) *Klappen an den Feuerbrücken* begrenzen den Aschfall nach hinten hin. Sie sind gewöhnlich mittels Zugstange von der Kesselfront beweglich. Durch den grössern oder geringern Grad ihrer Eröffnung soll man es in der Hand haben, den in die hintere Rauchkammer tretenden Gasen so viel Luft zuzuführen, als ihnen zu ihrer vollkommenen Verbrennung noch mangelt. Häufig ist der Raum von Oberkante Feuerbrücke bis zur Hinterwand der Rauchkammer noch durch eine siebartig durchlöcherte Platte abgedeckt, damit die von unten zugeführte Luft gezwungen wird, sich gleichmässig in der Rauchkammer auszubreiten. Abgesehen davon, dass sich diese Löcher bald durch Russ und Flugasche verstopfen, hat diese Einrichtung wenig Werth. Die in die hintere Rauchkammer tretenden Verbrennungsgase haben bei natürlichem Zuge in der Regel nur eine Temperatur von 600—700°, welcher sich durch die zugeführte kalte Luft noch mehr erniedrigen dürfte, und

bei dieser Temperatur entzündet sich der einmal aus der Verbrennungszone ausgeschiedene Kohlenstoff nicht mehr, höchstens können einige im Glühen begriffene mitgerissene Kohlentheilchen durch die Berührung mit dem Sauerstoff der nachträglich eingeleiteten Luft noch zur vollkommenen Verbrennung gelangen. Versuche, welche SPENCE*) im Herbst 1887 in England nach dieser Richtung an einem Kessel mit durchschlagender Flamme anstellte, scheinen diese Ansicht zu bestätigen. Als sämmtliche Oeffnungen unterhalb der Feuerbrücke geschlossen waren, zeigte der Kessel im Mittel einen Wirkungsgrad von 0,650; als sich der Querschnitt dieser Oeffnungen zur freien Rostfläche wie 1:497 verhielt, war der Wirkungsgrad 0,657; als das genannte Verhältniss 1:152,4 betrug, stellte sich der Wirkungsgrad auf 0,658, er hat sich also durch diese Luftzuführung nur um 0,8 % erhöht. Dagegen gewährt nach SPENCE die Zuleitung von senkrecht emporsteigenden Luftstrahlen in die heissen Verbrennungsgase unmittelbar vor oder über der Feuerbrücke grössere Vortheile, sie ist nur praktisch sehr schwierig durchführbar und macht die Feuerungsanlage umständlicher. SPENCE steigerte durch eine derartige Luftzuführung den Wirkungsgrad seines Versuchskessels von 0,71 auf 0,732, also um 2,2 %. Auch die von FOTHERGILL**) getroffene Einrichtung, dünne Strahlen Pressluft von hinten in eine jenseit der Feuerbrücke angeordnete geräumige Verbrennungskammer mitten zwischen die den Rost verlassenden Verbrennungsgase zu treiben, soll gute Erfolge verzeichnen.

16) *Schieber an den Feuerthüren oder deren Zargen*, durch welche die Luft oberhalb des Feuers eintreten kann, sind bedeutend praktischer als die Klappen der Feuerbrücken. Die vorn zugeleitete Luft erhält mehr Zeit und auch mehr Raum zu ihrer Vermischung mit den Gasen als die hinten eingeführte, sie erwärmt sich ausserdem, ehe sie mit denselben in Berührung kommt, wirkt nicht abkühlend auf deren Verbrennungstemperatur ein und vermehrt hierdurch die Wahrscheinlichkeit einer vollkommenen Verbrennung, wie sie § 20, 8 geschildert wurde. In besonders gelungener Weise ist diese Art der Luftzuführung seit 1885 von HOWDEN in England und nach ihm von SACHSENBERG in Deutschland für Schiffskessel ausgeführt worden. Beide verwenden hierfür angewärmte Pressluft. Auch von SPENCE ist die Luftzuführung von dem Feuerthürrahmen aus erprobt worden und ergab bei seinem Kessel mit natürlichem Zuge eine Erhöhung des Wirkungsgrades von 0,671 auf 0,71, also um fast 4 %.

Nutzen der Luftzuführung oberhalb des Rostes.

*) Transactions of the north east-coast institution of engineers and shipbuilders. 1888. Tabelle I, Versuche 1 bis 12.

**) The Engineer. 1888. I. S. 274.

Praktischer Werth der Vorwärmung nach verschiedenen Versuchen.

17) *Vorwärmer für die Verbrennungsluft* sind für Schiffskessel von HOWDEN *) und SACHSENBERG **) in Betrieb gesetzt worden. Die zu den Rosten unterhalb als auch durch den Feuerthürrahmen oberhalb des Feuers zugeleitete Pressluft wird durch ein in der vorderen Rauchkammer untergebrachtes Rohrbündel getrieben, welches die abziehenden Heizgase umstreichen müssen. Hierdurch soll die Verbrennungsluft nach HOWDEN bis auf eine Temperatur von 200—220° erwärmt worden sein, welche Angabe nach den Versuchen von SACHSENBERG, bei denen während des gewöhnlichen Betriebes auf der Fahrt nur eine mittlere Temperatur derselben von 95—100° erreicht wurde, indessen stark übertrieben erscheint. Auch WYLLIE ***) hat im Jahre 1885 einen Dampfer „Stella" erbaut, welcher in der vorderen Rauchkammer Canäle enthielt, die von der ebenfalls oberhalb wie unterhalb des Rostes zutretenden, und durch künstlichen Zug angesaugten Verbrennungsluft durchströmt wurden. Die hiermit erzielte Erwärmung der Luft kann indessen nicht so bedeutend wie bei der vorgenannten Einrichtung gewesen sein. Ferner hat HOADLEY ****) in Amerika einen eingemauerten Landkessel mit bis auf 170° angewärmter Verbrennungsluft betrieben, welche ebenfalls mittels künstlichen Zuges durch den ein Rohrbündel bildenden Vorwärmer gesaugt wurde. Er will mit dieser Einrichtung den Wirkungsgrad des Kessels von 0,688 in einem Falle auf 0,782, im andern auf 0,814 gehoben, also etwa 10—15% Kohlen gespart haben. Der Löwenantheil dieser Ersparniss dürfte aber wohl mehr auf Rechnung des schwachen künstlichen Zuges als der erwärmten Verbrennungsluft zu setzen sein. Endlich hat auch SPENCE seine Versuche auf die Vorwärmung der Verbrennungsluft ausgedehnt. Er erwärmte dieselbe in einem Rohrsystem durch Koksfeuer und stellte eine Verbesserung des Wirkungsgrades seines Kessels von 0,757 bei kalter Pressluft auf 0,784 bei um 100° erhitzter Pressluft fest, im besten Falle betrug der Gewinn 4,1%. Aus den hiernach sich ergebenden geringfügigen Zahlen geht hervor: *dass die Vorwärmung der Verbrennungspressluft nur dann von wirthschaftlicher Bedeutung werden kann, wenn hierzu die Wärme der abziehenden Heizgase ausgenutzt wird, ein besonderer Brennstoffverbrauch also nicht eintritt, wenn ferner der Vorwärmer bei geringen Anschaffungs- und Unterhaltungskosten so wirksam ist, dass er eine mindestens 100° C. betragende Temperaturerhöhung der Pressluft hervorbringt.* — Die Unterhaltungskosten von Rohrbündeln, welche

*) Transactions of the institution of naval architects. 1886. S. 182.

**) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1888. S. 586.

***) Transactions of the institution of mechanical engineers. 1886. S. 489.

****) J. C. HOADLEY. Warm-blast steam-boiler furnace. New-York 1886.

HOWDEN in die vorderen Rauchkammern einbaut, aussen von der bis auf mindestens 100° zu erhitzenden Verbrennungsluft und innen von den 400—500° warmen Heizgasen umströmen lässt, können aber nach den mit Ueberhitzerrohren hinsichtlich ihres schnellen Verschleisses gemachten Erfahrungen, siehe Seite 63 unter 21), niemals gering ausfallen.

18) *Künstlicher Zug bezw. Unterwind* ermöglicht aus den bereits § 20, 28 erwähnten Gründen die Verwendung einer geringeren, unter Umständen der theoretischen fast nahe kommenden Luftmenge und in Verbindung damit eine grössere Vollkommenheit der Verbrennung, welche sich um so günstiger gestaltet, je besser die Zuführung der Luft durch die vorerwähnten Einrichtungen geregelt werden kann. Künstlicher Zug und Unterwind.

19) **II. Mangelhafte Bedienung der Feuer** macht sich besonders beim Beschicken derselben geltend und kennzeichnet sich durch stärkeren, länger anhaltenden Rauch als den Kohlen sonst eigenthümlich ist. In den weitaus meisten dieser Fälle wird die Beschickung erst vorgenommen, nachdem die Feuer fast niedergebrannt sind. Es müssen dann grosse Mengen des Brennstoffes auf den Rost geworfen werden, aus denen sich so viel Kohlenwasserstoffgase bilden, dass die zum Feuer geleitete Luft für deren Verbrennung nicht ausreicht, und sowohl Kohlenoxyd, als auch Kohlenwasserstoffe, namentlich aber ausgeschiedener Kohlenstoff, als Russ entweichen. Andererseits wird zum Erwärmen der Kohle und zur Entwickelung der Kohlenwasserstoffgase Wärme verbraucht und dadurch das Gasgemenge theilweise unter die Entzündungstemperatur abgekühlt, die Rauchgase enthalten wieder Russ, oft auch Kohlenoxyd und andere brennbare Gase. Endlich strömen während des längere Zeit in Anspruch nehmenden Beschickens grosse Mengen kalter Luft durch die geöffnete Feuerthür in den heissen Verbrennungsraum und kühlen diesen ab, wodurch sich die vorstehenden Ursachen der Russbildung in verstärktem Masse geltend machen. Hierzu treten noch die Uebelstände, welche die Einwirkung der kalten Luft auf die heissen Kesseltheile im Gefolge hat, von denen später in dem über den Betrieb der Schiffskessel handelnden Abschnitte die Rede sein wird. Folgen ungeregelten Beschickens.

20) Zur Bekämpfung der Wärmeverluste, welche bei dem Beschicken des Feuers mit festen Brennstoffen stets in grösserer oder geringerer Menge auftreten, hat man versucht: Einschränkung der Wärmeverluste beim Beschicken.

a) das Zurückschieben der Feuer,
b) gleichmässige Brennstoffzufuhr,
c) mechanische Heizvorrichtungen.

Für Schiffskessel bleibt indessen nach den bisherigen Erfahrungen immer noch das beste Mittel:

d) gute Ausbildung der Heizer.

Vortheil und Nachtheil des Zurückschiebens

21) a. **Das Zurückschieben der Feuer,** d. h. das Verschieben der entgasten glühenden Kohlen — Koks — nach der Feuerbrücke hin und Aufschütten des frischen Brennmateriales auf den zuvor frei gemachten vorderen Theil des Rostes ermöglicht die Vermeidung der Rauchbildung. Die mit ausreichenden Mengen Luft gemischten, vorn in der Feuerung gebildeten Kohlenwasserstoffgase müssen dann die hintere heisse Verbrennungszone durchströmen, so dass kein freier Kohlenstoff zur Ausscheidung kommen kann. Das Zurückschieben des durchgebrannten Feuers vor dem jedesmaligen Beschicken verlängert aber die Dauer des letzteren, und die in der mehr beanspruchten Zeit durch die geöffnete Feuerthür über das durchgebrannte Feuer streichende, überschüssige kalte Luft entzieht demselben mehr Wärme, als durch die Ausscheidung von freiem Kohlenstoff beim gewöhnlichen Beschicken durch gute Heizer verloren geht.

Versuche von Knapp.

22) Vergleichende Versuche, welche schon vor vielen Jahren in Landkesseln mit sächsischer Kohle angestellt wurden, und von denen KNAPP*) berichtet, haben dargethan, dass mit derselben Menge Kohlen eine bessere Verdampfung zu erzielen ist, wenn die Feuer wie gewöhnlich beschickt werden und der Schornstein raucht, als wenn man die Feuer zurückschiebt. Es ist dies um so begreiflicher, als bei dem immer wiederholten Verschieben der Feuer viele Kohlen- und Koksstückchen unverbrannt durch die Rosten fallen.

Donneley-Feuerung.

23) b. **Gleichmässige Brennstoffzufuhr** ohne Oeffnen der Feuerthür, also mit Vermeidung des beim jedesmaligen Beschicken in die Feuerung dringenden kalten Luftstromes, welcher die Temperatur im Feuerraum erniedrigt, lässt sich bei der Verwendung fester Heizstoffe nur mit Halbgasfeuern, wie die von TENBRINK oder DONNELEY erreichen. Beide sind Schüttfeuerungen, in denen die oben durch einen Fülltrichter zugeschütteten Kohlen, in einen durch Mauerwerk und Roste bezw. Wasserrohre begrenzten schachtförmigen Feuerraum gelangen, von dessen Boden die Schlacke von Zeit zu Zeit, soweit es das Nachsinken der Kohlen erfordert, entfernt werden. Da der Brennstoff von oben nach unten brennt und die in den oberen Schichten entwickelten Gase durch die unteren bereits ohne Rauchentwicklung glühenden Schichten streichen müssen, so ist die Verbrennung eine sehr gute. DONNELEY-Feuerungen dieser Art, auf welche im Abschnitt über die Feuerungsanlagen zurück gekommen wird, sind bereits seit 1887 auf

*) KNAPP. Handbuch der Technologie. III. Aufl. 1865. Th. 347.

einigen Flussdampfern der deutschen Elbschifffahrtsgesellschaft „Kette" in Betrieb, welche nach einem von LEWICKI vorgenommenen Vergleichs-Versuche eine Brennstoff-Ersparniss von 22,32 % gegenüber der gewöhnlichen Feuerung erzielen sollen. Für Seeschiffskessel beansprucht diese Feuerung leider zu viel Raum und wegen der Ummauerung der Verbrennungskammer zu viel Gewicht. Es sollen indessen Versuche mit besonders für Seedampfer eingerichteten, leichteren und weniger umfangreichen Feuerungen dieser Art in Aussicht stehen, welche die Firma PAPE & HENNEBERG in Hamburg auszuführen gedenkt.

24) c. **Die mechanischen Heizvorrichtungen** zerfallen in solche, welche entweder Arten derselben.
α) die Thätigkeit des Heizers ergänzen oder
β) sie vollständig ersetzen.
Beide Arten sind in den letzten Jahren in immer grösserer Anzahl ausgeführt und versucht worden.

25) *α. Unter den Heizvorrichtungen der ersten Art,* welche eine gewisse Unabhängigkeit von der Geschicklichkeit des Heizers anstreben, hat sich der den Brennstoff sehr gleichmässig und locker über den ganzen Rost vertheilende STRUPLER'sche Kohlenaufschütter*) und die das Oeffnen der Feuerthür durch Beschicken mittels einer Mulde auf einen Augenblick einschränkende CARIO**)-Feuerung für Landkessel sehr gut bewährt. Auf See bei schlingerndem Schiff sind beide, ihrer eigenthümlichen Füllvorrichtungen wegen, nicht verwendbar. Kohlenaufschütter von Strupler, Feuerung von Cario.

26) *β. Vollkommen mechanische Heizvorrichtungen,* welche die Thätigkeit der Heizer entbehrlich machen sollen und nur Kohlentrimmer zum Füllen der Schütttrichter und zum Abziehen der Schlacke erfordern, sind probeweise auf einigen Handelsdampfern benutzt worden. Bei gutem Wetter sollen dieselben zum Theil anstandslos gearbeitet und bei Versuchen an eingemauerten Landkesseln soll die Heizvorrichtung von HENDERSON***) eine Brennstoff-Ersparniss von 33 % gegenüber der Handheizung ergeben haben, indessen haperte es mit allen mehr oder minder, sobald der Dampfer auf hoher See in schlechtes Wetter kam. Für diesen Fall sind dann bei einigen dieser Constructionen unterhalb der Beschickungsvorrichtung besondere Feuerthüren angebracht, um die Feuerung auf die gewöhnliche Weise bedienen zu können. Ueber die mechanischen Heizvorrichtungen, welche auf der International exhibition of smoke preventing appliances in London 1881 ausgestellt waren, sagt BACH****) nach eingehender Beschreibung und Unbrauchbarkeit mechanischer Heizvorrichtungen auf See.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1889. S. 47.
**) Ebendaselbst S. 48.
***) Engineering 1889. II. S. 668.
****) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1882. S. 91.

Würdigung derselben: „Es ist möglich, das Rauchen der Feuerungen mehr zu vermeiden, als das jetzt der Fall ist. Zu diesem Zwecke von dem, was die Ausstellung bietet, etwas zu entlehnen, sind wir jedoch nicht veranlasst.“ — Soweit es die Feuerungen der Schiffskessel angeht, trifft dies auch heute noch zu, trotzdem manche, der bei den Feuerungs-Anlagen weiter hinten noch beschriebenen neueren mechanischen Heizvorrichtungen, Verbesserungen gegen ihre damalige Gestalt aufweisen.

Heizvorrichtungen für flüssige Brennstoffe.

27) Bewährt haben sich von den rein mechanischen Heizvorrichtungen an Schiffskesseln während des Betriebes auf See in gutem und schlechtem Wetter nur die mit Zerstäubern betriebenen Feuerungen für flüssige Heizstoffe. Diese erfordern zu ihrer Bedienung nur einen Jungen, welcher die Hähne für den Oelzufluss und den Zerstäuberdampf nach der gewünschten Grösse der Verdampfung regelt. Nur für diese Feuerungen ist die Anbordnahme geschulter Heizer überflüssig.

Wettheizversuche.

28) d. **Gute Ausbildung der Heizer**, von deren Geschicklichkeit und Aufmerksamkeit der Kesselbetrieb auf Seedampfern heute noch in hohem Masse abhängig ist, kann nicht oft und eindringlich genug empfohlen werden. Am grellsten wird der leider immer noch nicht allgemein gewürdigte Einfluss des *guten* Heizers auf die Wirthschaftlichkeit des ganzen Dampfmaschinenbetriebes durch Wettheizversuche beleuchtet, wie sie WALTHER-MEUNIER *) 1880 in Mülhausen und WEINLIG **) 1886 in Magdeburg angestellt haben.

Versuch von Walther-Meunier.

29) *Bei den Versuchen von Walther-Meunier* wurden 10 geübte Heizer nacheinander je drei Tage zu 11 Arbeitsstunden an ein und demselben Kessel beschäftigt. Der dritte Tag ist indessen nicht in Betracht gezogen worden, weil die meisten Heizer an demselben Spuren von Ermüdung zeigten. Sie verfeuerten jeden Tag rund etwa 3 Tonnen minderwerthiger Saarkohlen, und es verdampfte durchschnittlich mit einem kg trockener Kohlen, d. h. der Kohlen nach Abzug ihres Feuchtigkeitsgehalts, der beste Heizer 6,17 kg Wasser, der schlechteste dagegen nur 5,64 kg. Der beste von diesen zehn sämmtlich seit Jahren mit dem Betriebe von Fabrikkesseln betrauten Heizern erzeugte gegenüber dem schlechtesten bei gleichem Kohlenverbrauche 9,4 % mehr Dampf, oder ersparte für den gleichen Dampfverbrauch diese Kohlenmenge. Es macht dies bei dem täglichen Kohlenverbrauche von 3000 kg nahezu 300 kg, also im Jahr von 300 Arbeitstagen fast 90 Tonnen Kohlen.

Versuch von Weinlig.

30) *Zu den Versuchen von Weinlig* waren 11 ebenfalls nur praktisch geübte Heizer herangezogen, welche schon mehrere Jahre die

*) Bulletin de la société industrielle de Mulhouse. 1880. S. 289.

**) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1886. S. 123.

Wartung von Dampfkesseln versahen. Diese Heizer wurden vorher über die Bedingungen der Versuche unterrichtet und es wurde ihnen Gelegenheit gegeben, sich die Kohlen, den Kessel und die Feuerung anzusehen. Jeder Heizer versorgte, dann sich selbst überlassen, den Kessel einen vollen Tag, wobei ihm Kohlen und Speisewasser zugewogen wurden. Sie hatten den Dampfdruck auf 3 Atm. und die Maschinen-Umdrehungen auf der normalen Höhe zu halten. Die nachfolgende Tabelle zeigt, wie sich die Heizer dieser Aufgabe entledigten.

Tabelle über einen Steinkohlen-Wettheizversuch von Weinlig.

Heizer	Verdampfte mit 1 kg Kohlen kg Wasser	Mittlere Speisewasser-Temperatur	Mittlerer Dampfdruck in Atm.	Mittlere Temperatur der Feuergase	Mittlere Luftzuführung von der theoretischen	Minutliche Umdrehungszahl der Dampfmaschine	1 qm Heizfläche verdampfte stündlich kg Wasser	Bemerkungen.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	6,89	22,0°	3,07	233°	3,1 fach	69,8	7,2	1. Die Feuergas-Temperatur ist im Fuchs gemessen.
2	6,81	23,5	3,10	230	3,0 „	80,0	7,8	2. Die Rauchgase für die Analyse zur Bestimmung der Zahlenwerthe in Colonne 6 sind unmittelbar hinter dem Flammrohre entnommen.
3	6,64	40,0	3,20	217	3,2 „	69,9	7,7	
4	6,43	37,0	3,09	250	3,4 „	78,0	8,1	
5	6,01	33,0	3,00	198	2,3 „	78,0	6,4	
6	5,64	29,5	3,15	250	3,8 „	74,0	7,5	
7	5,49	29,5	2,80	240	4,1 „	73,0	7,5	3. Der Rost war bei dem Versuchskessel absichtlich für die Betriebsverhältnisse zu gross gemacht, um klarer übersehen zu können, ob der Heizer den richtigen Mittelweg zwischen dem angewendeten Zuge und der Dicke der Brennstoff-Schicht erkennen und finden werde.
8	5,40	23,0	3,50	264	3,3 „	78,0	8,4	
9	5,00	36,0	2,93	255	3,8 „	68,0	8,4	
10	4,80	24,5	3,20	252	3,2 „	75,0	6,9	
11	4,00	27,0	3,16	298	5,1 „	84,0	7,7	

31) Aus der Tabelle folgt als Ergebniss der Wettheizversuche die Erkenntniss, dass von 11 geübten Heizern der beste mit 1 kg Steinkohlen 6,89, der schlechteste nur 4 kg Wasser verdampfte, das liefert den ungeheuern Unterschied von 44 % in der Ausnutzung der Kohlen. Mit Recht sagt WEINLIG hierzu: „Was helfen gegen solche Unterschiede in der Ausnutzung einer Kesselanlage durch den Heizer alle Fortschritte in der Construction der Feuerungs-Anlagen, um welche Technik und Wissenschaft seit Jahren unablässig bemüht sind? Ich weiss in meiner langjährigen Praxis nicht einen Fall, in welchem es gelungen ist, durch Verbesserung der Construction einer Anlage eine Ersparniss von 44 % Kohlen zu erzielen.“ Wenn schon die Versuche mit *lang-geübten*, in dem Ringen nach dem Preise ihr ganzes Können daran setzenden Heizern industrieller Anlagen derartige Erfolge haben, Schlüsse aus den Wett-heizversuchen.

welche Thatsachen würden erst ans Licht befördert werden, wenn die Durchschnittsheizer der Seedampfer ähnlichen Vergleichen unterzogen würden. Auf den meisten Handelsdampfern macht irgend ein beliebiger Arbeiter, Handlanger u. s. w. einige Reisen als Kohlentrimmer mit, eignet sich die zum Kohlenaufwerfen unumgänglich nothwendigen Handgriffe an und wird dann als Heizer angemustert. In den Kriegsmarinen, welche mit einer gesetzlich beschränkten Dienstzeit der militärpflichtigen, als Rekruten ausgehobenen Heizer zu rechnen haben, steht die Sache fast noch schlimmer, weil die Mehrzahl dieser Leute erst gegen Ablauf ihrer Dienstzeit wirklich brauchbare Heizer geworden sind.

Heizer in der Vereinigten-Staaten-Marine.

32) Wie sehr man früher dazu neigte, jeden Mann, der hinlänglich kräftig genug war, um eine Schaufel voll Kohlen in das Feuer zu werfen, für einen vollendeten Heizer zu halten, das zeigt so recht eine von SENNETT *) angeführte Bestimmung, welche vor mehreren Jahren die Regierung der Vereinigten-Staaten erliess, in der sie festsetzte, dass auf ihren Kriegsschiffen zur Bedienung der Kessel Leute der Schiffsmannschaft in den Heizraum befohlen werden sollten. Nachdem diese Massregel wirklich ausgeführt worden war, beantragte im Jahre 1873 das Bureau of Engineering der Vereinigten-Staaten-Admiralität, auf Grund der Unzuträglichkeiten, insbesondere der unwirthschaftlichen und unzulänglichen Ergebnisse, welche jene Verfügung gezeitigt hatte, dass in Zukunft wieder besondere, nur für den Maschinendienst zu verwendende Heizer eingeschifft werden möchten, welchem Antrage Folge gegeben wurde.

Heizermatrosen in der französischen Marine.

33) In der französischen Marine **) hat man sich jüngst, der Noth gehorchend, entschliessen müssen, Matrosen zu Heizern auszubilden, weil sich der gesteigerte Bedarf an letzteren durch geeignete Leute bei der Rekrutirung, wie aus der Ministerialverordnung ziemlich klar hervorgeht, nicht mehr decken lässt. Kräftige, mindestens achtzehnjährige und 1,58 m hohe Matrosen müssen auf einem Schulschiffe einen Lehrgang als Heizerschüler durchmachen und kommen, nachdem sie auf Schleppern und Hafendampfern praktisch genügend angeleitet wurden, auf die in Dienst gestellten Schiffe. Die besten Heizerschüler werden hier nach mindestens 60 Wachen vor den Feuern zu „Heizermatrosen ohne Zeugniss" befördert. Von diesen dürfen nach einjähriger Dienstzeit im Kesselraume nur diejenigen zur Ablegung der Heizerprüfung vorgeschlagen werden, welche sich an Bord mindestens als *gute* Heizer bewährt haben. Nach bestandener Prüfung wer-

*) R. SENNETT. The marine steam engine. London 1885. II. Aufl. S. 57.

**) Mittheilungen aus dem Gebiete des Seewesens. Pola 1889. S. 78. Nach Bulletin officiel de la Marine.

den sie „Heizermatrosen mit Zeugniss" und beziehen als solche die Zulagen der wirklichen Heizer, welche sie dann in vollem Umfange ersetzen sollen. Nicht viel schwerer ist das Zeugniss als „Torpedoboots-Heizermatrose" zu erlangen. Welche Erfolge man mit solchen Heizern, die jeglicher technischen Handfertigkeit, wie Schmieden, Feilen, Drehen u. s. w. bar sind und die noch dazu in erster Linie aus den des Schreibens und Lesens unkundigen, also durchgängig wohl am wenigsten anstelligen Matrosen ausgewählt werden müssen, erzielen wird, dürfte nach dem vorstehend Ausgeführten keinem Zweifel unterliegen, — zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Kesselanlagen werden sie schwerlich beitragen. — Auch in der englischen Kriegsmarine soll sich bei der berühmten Kaiserrevue im August 1889 und den darauf folgenden Flottenmanövern ein recht fühlbarer Mangel an geübten Heizern gezeigt haben.

34) Wenn man nun bedenkt, dass namentlich die Dauerfahrten der Kriegsschiffe mit künstlichem Zug oder Unterwind längst aufgehört haben, eine Prüfung der Leistungsfähigkeit der Maschinen-Anlage zu bilden, sondern sich immer mehr als eine Erprobung oder vielmehr ungeheure Anspannung der physischen Kräfte des Maschinenpersonals, namentlich der Heizer erweisen, so ist die Frage gewiss am Platze: „*Wozu dieses fortwährende Drängen und Hasten nach höherem Dampfdruck, künstlichem Zuge, verbesserten Maschinen und Steuerungen u. s. w., wenn doch der Hauptfactor für die Erzielung sowohl der höchstmöglichsten als auch der wirthschaftlichsten Maschinenleistung in so Aufsehen erregender Weise unzuverlässig bleibt?*" Werth der Heizer.

35) Nur durch eigens zu diesem Zwecke eingerichtete Heizerschulen, in welchen sich die Schüler nicht blos die Handgriffe des Heizgeschäftes durch praktische Uebung vor den Kesseln aneignen, sondern in welchen ihnen auch durch methodischen Unterricht ein Verständniss für die Kunst des Heizens eröffnet wird, lässt sich ein Wandel dieser betrübenden Thatsachen erhoffen. Heizerschulen.

36) *Die Handgriffe des Heizers* lassen sich zusammenfassen, als möglichste Gewandtheit und besonders Schnelligkeit beim Oeffnen der Feuerthür, beim Auffeuern, beim Durchstossen und Schüren, beim Feuerreinigen, Ascheziehen, Rohrfegen, Zugdämpfen u. s. w. Handgriffe des Heizers.

37) *Die Kunst des Heizens* besteht dagegen im Wesentlichen in der Befolgung nachstehender Regeln: Kunst des Heizens.

1) In der Feuerung muss diejenige Höhe der Temperatur gehalten werden, welche zur Entzündung des Brennstoffes und zur Verbrennung der daraus entstehenden Gase erforderlich ist.

2) Um diese Temperatur zu unterhalten, muss stets eine gewisse Wärmemenge entweder in der Brennstoffschicht selbst oder in den feuerfesten Auskleidungen der Feuerungswände vorräthig bleiben.
3) Die Dicke der Brennstoffschicht muss um so höher werden, je mehr Brennstoff in der Zeiteinheit verbrannt, d. h. je mehr Dampf in der Zeiteinheit erzeugt werden soll.
4) Die Geschwindigkeit, mit welcher die Verbrennungsluft zugeführt wird — *der Zug* — muss mit der Dicke der Brennstoffschicht zunehmen.
5) Da die Dicke der Brennstoffschicht bei Planrostfeuerungen, wie sie die Schiffskessel besitzen, wegen des Beschickens mit frischem Brennstoff und wegen des Abbrennens desselben beständig wechselt, so muss auch die Zugstärke fortwährend geändert werden, und zwar muss dies um so sorgfältiger geschehen, als nach und nach ein Theil der Rostspalten verschlackt, der Querschnitt für den Luftzutritt also verringert wird.

So lange wie die directe Verwendung fester Brennstoffe dauert, und die Feuerungsanlagen der Dampfer keine vollständige Umgestaltung in Gasfeuerungen erfahren, womit es anscheinend noch gute Weile hat, so lange wird die persönliche Tüchtigkeit der Heizer eine sich immer mehr in den Vordergrund drängende Rolle spielen.

Quellen dieser Wärmeverluste.

38) **III. Die Wärmeverluste durch mangelhafte Verbrennung des Heizstoffes** werden herbeigeführt:

a) durch kleinere Brennstofftheile, welche beim Auffeuern, beim Schüren oder während des Brennens durch die Rostspalten in den Aschenraum fallen;
b) durch die Russbildung;
c) durch unverbrannt entweichende Gase.

Durchschnittliche Grösse dieser Verluste.

39) a. **Die Wärmeverluste durch kleinere, nicht verbrennende Heizstofftheile,** sind im Allgemeinen nicht sehr bedeutend. Sie entstehen, indem Kohlenstückchen als Kohlengrus gleich beim Auffeuern bezw. bald darauf bei dem mit dem Verbrennen der Kohlen verknüpften Zerspringen derselben durch die Rosten fallen, oder später beim Schüren als Koksstückchen in den Aschfall gelangen oder endlich von der gebildeten Schlacke als nicht ausgebrannte Kohle eingeschlossen werden. Die auf solche Weise nicht verbrennenden Heizstofftheilchen werden sich aber nur unter ungünstigeren Verhältnissen wie z. B. bei bröckeliger und grusiger Kohle sowie bei ungeschicktem, zu oft wiederholtem Umrühren der Feuer auf 5 bis 8 % vom Gewicht der verbrannten Kohlen belaufen. Für Kriegsschiffe, welche mit verminderter Geschwindigkeit fahren, ist es zur Herbeiführung

eines möglichst sparsamen Betriebes anzurathen, die aus den Aschfällen gezogenen Rückstände der Steinkohlenfeuerung nach dem Auslesen der durch ihr Aussehen (siehe § 20, 54) sofort als solche kenntlichen Aschen- und Schlackenstücke nach und nach noch einmal aufzugeben. Bei diesem Verfahren und zweckmässiger Behandlung der Feuer lassen sich, wie nach SENNETT*) durch Versuche gefunden ist, die nicht verbrennenden Heizstofftheilchen fast bis auf Null verringern und erreichen höchstens $2\frac{1}{2}\,\%$ vom Gewicht der verbrannten Kohlen.

40) Bei genauen wissenschaftlichen Versuchen werden die durch nicht verbrennende Kohlentheilchen verursachten Wärmeverluste dadurch bestimmt, dass man aus dem Inhalte des Aschfalles eine Durchschnittsprobe entnimmt, indem man ähnlich wie bei der Entnahme der Kohlenprobe zur Analyse, siehe § 20, 15 auf Seite 174 verfährt. Die etwa 5 gr enthaltende, vorher gut gepulverte Probe wird genau gewogen und dann längere Zeit stark geglüht. Der beim abermaligen Wägen ermittelte Gewichtsverlust ergiebt den Gehalt an unverbranntem Kohlenstoff, welcher noch in den Herdrückständen enthalten war. Betragen die letzteren $2\frac{1}{2}\,\%$ vom Gewicht der verbrannten Kohlen, und wird der Gewichtsverlust der geglühten 5 gr Rückstände auf 1 gr oder 20 % derselben festgestellt, so sind in den Herdrückständen von 100 kg Steinkohlen noch 0,5 kg unverbrannten Kohlenstoffes zurückgeblieben, die bei ihrer Verbrennung zu Kohlensäure nach Gl. 92^a oder 92^b auf Seite 175 — *Genaue Bestimmung der Wärmeverluste durch unverbrannte Heizstofftheilchen.*

$$8000 \,.\, 0{,}005 = 40 \text{ W. E. bzw. } 8100 \,.\, 0{,}005 = 40{,}5 \text{ W. E.}$$

geliefert haben würden. Bei sehr sorgfältiger Heizung kann, wie diese geringfügigen, nur 0,55 % von der absoluten Heizkraft der Kohlen betragenden Zahlen zeigen, der Wärmeverlust durch nicht verbrennende Heizstofftheile so klein werden, dass er zu vernachlässigen ist.

41) b. **Die Wärmeverluste durch Russbildung** sind in einer gut bedienten Feuerung ebenfalls sehr klein und machen kaum jemals mehr als 1 % der absoluten Heizkraft aus. Um sie genau festzustellen, muss man nach dem Vorschlage von MINARY**) die Rauchgase durch ein mit einer etwa 10 cm langen Asbestschicht versehenes Verbrennungsrohr ansaugen, trocknen, den abgesetzten Russ im Sauerstoffstrome verbrennen und die Menge desselben aus der gebildeten Kohlensäure berechnen. Sind z. B. in 1 cbm der Rauchgase 0,0011 kg Russ enthalten und liefert 1 kg Kohlen, wie unter 42) berechnet wird, 7,294 cbm trockener Rauchgase, so gehen von — *Grösse und Berechnung dieser Verluste.*

*) R. SENNETT. The marine steam engine. London 1885. II. Aufl. S. 53.

**) F. FISCHER. Taschenbuch für Feuerungstechniker. Stuttgart 1883. S. 24.

1 kg Kohlen $7{,}294 \,.\, 0{,}0011 = 0{,}008$ kg Kohlenstoff als Russ und mit demselben

$$8000 \,.\, 0{,}008 = 64 \text{ W. E. bzw. } 8100 \,.\, 0{,}008 = 64{,}8 \text{ W. E.}$$

oder nicht ganz 0,88 % von deren absoluter Heizkraft verloren, wenn der Russ zu Kohlensäure hätte verbrannt werden können. Da die angenommene Russmenge schon eine schlechtere Feuerung voraussetzt und bei guten mit genügendem Luftüberschuss arbeitenden Feuerungen der dadurch herbeigeführte Wärmeverlust bis auf 0,1 % der absoluten Heizkraft heruntergehen kann, so wird auch der durch Russbildung entstehende Wärmeverlust bei praktischen Untersuchungen gewöhnlich nicht in Rechnung gestellt.

Berechnung der trockenen Verbrennungsgase.

42) c. **Die Wärmeverluste durch unverbrannt entweichende Gase,** welche bei mangelhafter Verbrennung 20 bis 30 % der absoluten Heizkraft darstellen können, schrumpfen in guten Feuerungen bis auf weniger als 1 % derselben zusammen, wie die Tabelle auf Seite 220 zeigt. F. FISCHER*) führt für die Berechnung der in den unverbrannt abziehenden Heizgasen nicht ausgenutzten Wärme folgendes Beispiel an, durch welches die Grösse der entstehenden Verluste deutlich erkennbar wird. Eine schlechte Feuerung liefere bei der Verbrennung von Steinkohlen mittlerer Zusammensetzung (siehe § 19, 13) die unter 40) angegebenen Herdrückstände und die unter 41) angenommene Russmenge, sowie bei der Analyse der Rauchgase nachstehende Bestandtheile derselben:

Kohlensäure	15 %	zusammen 20 %.
Kohlenoxyd	4 „	
Sumpfgas	1 „	
Wasserstoff	1 „	
Sauerstoff	2 „	
Stickstoff	77 „	

Von den 0,8 kg Kohlenstoff, welche jedes kg dieser Kohlen besitzt, bleiben 0,005 kg in den Herdrückständen zurück, mithin gelangen zur Verbrennung nur $C = 0{,}795$ kg Kohlenstoff. Diese liefern nach der Annäherungsformel 103ᵇ auf Seite 192, weil 20 % der Rauchgase Kohlenstoff enthalten, und daher $k = \frac{20}{100} = 0{,}2$ ist, und weil ausser den 0,54 kg Kohlenstoff, welche ein cbm dieser kohlenstoffhaltigen Rauchgase besitzt, mit jedem derselben noch 0,0011 kg Russ entweichen:

$$V'_r = \frac{0{,}795}{0{,}54 \,.\, 0{,}2 + 0{,}0011} = 7{,}294 \text{ cbm}$$

trockener Verbrennungsgase.

*) F. FISCHER. Taschenbuch für Feuerungstechniker. Stuttgart 1883. S. 28.

43) Hiervon sind nun: *Wärmewerth der unverbrannten Rauchgase.*

$$\text{Kohlensäure} = 15\,\% = \frac{7{,}294 \,.\, 15}{100} = 1{,}094 \text{ cbm}$$

$$\text{Kohlenoxyd} = 4\,\% = \frac{7{,}294 \,.\, 4}{100} = 0{,}292 \text{ „}$$

$$\text{Sumpfgas} = 1\,\% = \frac{7{,}294 \,.\, 1}{100} = 0{,}073 \text{ „}$$

$$\text{Wasserstoff} = 1\,\% = \frac{7{,}294 \,.\, 1}{100} = 0{,}073 \text{ „}$$

$$\text{Sauerstoff} = 2\,\% = \frac{7{,}294 \,.\, 2}{100} = 0{,}146 \text{ „}$$

$$\text{Stickstoff} = 77\,\% = \frac{7{,}294 \,.\, 77}{100} = 5{,}616 \text{ „}$$

Die 2 % Sauerstoff sind ein Zeichen zu grossen Luftüberschusses, Kohlensäure und Stickstoff sind unverbrennlich, so dass als brennbare Gase entweichen:

Kohlenoxyd = *0,292* cbm; = *0,292* . *1,2593* = *0,368* kg; welche bei Verbrennung zu CO_2 nach § 20, 11 liefern: *0,368* . *2400* = *893* W. E.
Sumpfgas = *0,073* cbm; = *0,073* . *0,7160* = *0,052* kg; „ „ „ „ $CO_2 + 2H_2O$ „ „ : *0,052* . *11900* = *619* „ „
Wasserstoff = *0,073* cbm; = 0,073 . *0,0896* = *0,0065* kg; „ „ „ „ H_2O „ „ : *0,0065* . *2900* = *188* „ „

Die Verluste betragen daher zusammen: *1700* W.E.

oder $\frac{1700 \,.\, 100}{7300} = 23\,\%$ der absoluten Heizkraft der Kohlen. —

Bei guter Verbrennung würden die Rauchgase der angenommenen mittleren Steinkohle nur Spuren von Sumpfgas und Wasserstoff, sowie vielleicht etwa 0,1 % gleich 0,0073 cbm oder *0,0073* . *1,2593* = *0,0092* kg Kohlenoxyd enthalten, welche *0,0092* . *2400* = *22* W. E. oder nur 0,3 % der absoluten Heizkraft der Kohlen entführen.

44) **Der gesammte Wärmeverlust durch unverbrannte Bestandtheile des Heizstoffes** setzt sich nach dem angenommenen Beispiel zusammen aus: *Gesammter Wärmeverlust durch unverbrennbare Bestandtheile.*

Unverbrannte Herdrückstände	40 W. E.
Russ	64 „
Unverbrannte Gase	1700 „
Zusammen	1804 W. E.

Das sind bei der hier angenommenen schlechten Feuerung nahezu 25 % der absoluten Heizkraft der Kohlen. Dagegen gehen in einer guten Feuerung nur etwa 0,55 % der absoluten Heizkraft durch unverbrannte Herdrückstände, 0,1 % durch Russ und etwa 0,3 % durch unverbrannte Gase, zusammen also rund nur gegen 1 % der absoluten Heizkraft der Steinkohlen durch unverbrannte Rückstände verloren.

45) **IV. Die Wärmeverluste durch die hohe Temperatur der Verbrennungsrückstände** werden verursacht: *Wärmeverluste durch Verbrennungsrückstände.*

a) von der aus dem Feuerraum fallenden Asche und Schlacke, sowie
b) von den aus dem Schornstein entweichenden Rauchgasen.

In der Asche enthaltene Wärme.

46) a. **Die Wärmeverluste durch die höhere Temperatur der aus dem Feuerraum fallenden Asche und Schlacke** sind in der Regel so gering, dass sie nur bei wissenschaftlich genauen Versuchen ermittelt zu werden brauchen. Selbst wenn die Schlacken um 800° heisser sein sollten als die atmosphärische Luft, was indessen gewöhnlich nicht der Fall ist, da sie unmittelbar auf dem Roste liegen, so ergeben sich bei 10 % Aschengehalt und 0,25 spec. Wärme desselben für 1 kg Kohle nur $0{,}1 \cdot 800 \cdot 0{,}25 = 20$ W. E. oder noch nicht ganz 0,3 % der absoluten Heizkraft der Kohlen. Gelangen die Rückstände aber in den Aschfall, so wird dieser Verlust unmerklich, da die Wärme derselben grösstentheils auf die in das Feuer eintretende atmosphärische Luft übertragen wird.

Erhaltung des Schornsteinzuges

47) b. **Die Wärmeverluste durch die höhere Temperatur der aus dem Schornstein entweichenden Rauchgase** sind nicht zu umgehen, weil der natürliche Luftzug in den Kesselfeuerungen hauptsächlich auf dem Gewichtsunterschiede der Heizgase im Schornstein und einer gleich grossen Luftsäule der äusseren Atmosphäre beruht, diese aber von dem Temperaturunterschiede beider abhängig ist. Die durch abziehende Heizgase entstehenden Wärmeverluste sind indessen gewöhnlich grösser als für die Erhaltung des Zuges in den Schornsteinen erforderlich wäre. Die grösste Wirkung des Schornsteins wird erreicht, wenn das Gewicht der aus demselben in der Zeiteinheit entweichenden Gase den grösstmöglichsten Werth erreicht. Erfahrungsmässig ist dies der Fall, wenn die absolute Temperatur der Rauchgase an der Schornsteinmündung T_1 nach HERRMANN*) doppelt so gross ist wie die absolute Temperatur der äussern Luft T, woraus bei der gewöhnlich $t = 20^0$ gesetzten Kesselraumtemperatur folgt:

$$T_1 = 2\,T = 2\,(273 + 20) = 586^0$$

oder $$t_1 = 586 - 273 = 313^0.$$

Nach RANKINE**) soll $T_1 = 2^1/_{12}\ T = 2^1/_{12}\,(273 + 20) = 610^0$ oder $t_1 = 610 - 273 = 337^0$ sein. In der Praxis wird gewöhnlich das arithmetische Mittel aus beiden $\frac{313 + 337}{2} = 320^0$ als die vortheilhafteste Temperatur der abziehenden Heizgase angenommen, wonach ihre Erwärmung $t_1 - t = 320 - 20 = 300^0$ beträgt. Bei einer Steigerung der Rauchgastemperatur über diese Grenze wächst zwar ihre Austrittsgeschwindigkeit, gleichzeitig aber auch ihr Volumen und zwar in grösserem Verhältnisse, so dass das Gewicht der in der Zeiteinheit aus dem Schornstein strömenden Gase, oder mit anderen Worten der Zug vermindert wird. Bei künstlichem Zuge oder Unterwind können dagegen die Heizgase mit einer

*) J. WEISSBACH's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, bearbeitet von G. Herrmann. Braunschweig 1883—87. V. Aufl. II. Bd. S. 882.

**) J. W. M. RANKINE. A manual of the steam engine. London 1873. S. 289.

niedrigeren, von der Dampftemperatur im Kessel abhängigen Temperatur aus dem Schornstein abziehen.

48) Die Wärmeverluste Q, welche infolge dieser Temperaturerhöhung der abziehenden Rauchgase über die Temperatur der atm. Luft entstehen, unterscheiden sich in: Zusammensetzung der Wärmeverluste.

α) Wärmeverluste durch den Wasserdampf Q_1.

β) Wärmeverluste durch die trockenen Rauchgase Q_2.

49) α. *Die Wärmeverluste Q_1 durch den Wasserdampf*, welche auf 1 kg Brennstoff entstehen, berechnen sich nach seinem durch Gleichung 101 bezw. 101[a] auf Seite 189 festgestellten Gewicht W_r bezw. Volumen W_r', indem man dasselbe mit der specifischen Wärme des Dampfes für 1 kg $c = 0{,}4805$ bezw. der für 1 cbm $c' = 0{,}3870$ und der Temperaturerhöhung $t_1 - t$ multiplicirt, zu: Wärme des Wasserdampfes bei vollkommener Verbrennung.

$$Q_1 = c\ W_r\ (t_1 - t) \text{ W. E. auf 1 kg Brennstoff} \quad \ldots\ (104)$$

$$Q_1 = c'\ W_r'\ (t_1 - t) \text{ W. E. „ 1 cbm „} \quad \ldots\ (104^a)$$

Für die § 20, 43 ermittelten Zahlenwerthe von $W_r = 0{,}568$ kg bezw. $W_r' = 0{,}705$ cbm auf 1 kg mittlerer Steinkohlen, folgt hiernach:

$$Q_1 = 0{,}4805 \,.\, 0{,}568 \,.\, 300 = 82 \text{ W. E.}$$

$$Q_1 = 0{,}3870 \,.\, 0{,}705 \,.\, 300 = 82 \text{ W. E.}$$

50) Bei den Berechnungen dieser Werthe von W_r bezw. W_r' war angenommen, dass aller H der Kohlen zu H_2O verbrennt. Bei mangelhafter Verbrennung, wie sie auf Seite 212 unter 42) zu Grunde gelegt wurde, ist dies nicht der Fall, vielmehr entweichen dann Wasserstoff und Sumpfgas unverbrannt, wodurch die Menge des entstehenden Wasserdampfes eine geringere wird. Nach 43) enthielten die Rauchgase 0,073 cbm freien Wasserstoff und 0,073 cbm Sumpfgas, welches auf 1 cbm immer 2 cbm Wasserstoff, mithin $2 \,.\, 0{,}073 = 0{,}146$ cbm Wasserstoff besitzt, so dass zusammen $0{,}073 + 0{,}146 = 0{,}219$ cbm oder $0{,}219 \,.\, 0{,}0896 = 0{,}02$ kg oder 2 % d. h. die Hälfte von den 4 % in den mittleren Steinkohlen befindlichen Wasserstoffes unverbrannt fortströmt. Diese 0,02 kg Wasserstoff würden $9 \,.\, 0{,}02 = 0{,}18$ kg oder $\frac{0{,}18}{0{,}8084} = 0{,}22$ cbm Wasserdampf entwickelt haben, weswegen unter sonst gleichen Verhältnissen in den Rauchgasen nicht mehr $W_r = 0{,}568$ kg bezw. $W_r' = 0{,}705$ cbm, sondern nur $0{,}568 - 0{,}18 = 0{,}388$ kg bezw. $0{,}702 - 0{,}22 = 0{,}482$ cbm Wasserdampf auftreten können. Die Wärmeverluste durch den Wasserdampf stellen sich daher in diesem Falle auf: Wärme des Wasserdampfes bei mangelhafter Verbrennung.

$$0{,}4805 \,.\, 0{,}388 \,.\, 300 = 56 \text{ W. E.}$$

oder

$$0{,}3870 \,.\, 0{,}482 \,.\, 300 = 56 \text{ W. E.}$$

51) β. *Die Wärmeverluste Q_2 durch die trockenen Rauchgase* werden ebenfalls durch Multiplication der durch die Analyse festgestellten Wärme der trockenen Rauchgase bei geringem Luftüberschuss.

Mengen v derselben mit ihrer specifischen Wärme c_0 und der Temperaturerhöhung $t_1 - t$ und darauf folgender Addition dieser Produkte gefunden.

$$Q_2 = \Sigma [c_0 v (t_1 - t)] \text{ W. E.} \quad \ldots\ldots\ldots (105)$$

Nimmt man z. B. an, dass die Verbrennungsgase von 1 kg mittlerer Steinkohlen die unter 42) vorausgesetzte Zusammensetzung, also auch die unter 43) angegebenen Volumina haben und um 300° erwärmt aus dem Schornstein treten, so ersieht man die Berechnung der entstehenden Wärmeverluste am klarsten aus dem folgenden Schema:

Gasart	Volumen v des Gases in cbm	Specifische Wärme c_0 des Gases in W. E.	Temperaturerhöhung des Gases in °C.	Wärmeverlust 300 c_0 v W. E.
1	2	3	4	5
Kohlensäure . .	1,094	0,463	300	152
Kohlenoxyd . .	0,292	0,308	300	27
Sumpfgas	0,073	0,424	300	9
Wasserstoff . . .	0,073	0,305	300	7
Sauerstoff	0,146	0,311	300	14
Stickstoff	5,616	0,306	300	517
Mithin Wärmeverlust durch trockene Rauchgase $Q_2 = 726$ W. E.				

Bei der vorstehend angenommenen mangelhaften Verbrennung, welche, wie die 2% freien Sauerstoffes andeuten, mit einem sehr geringen Luftüberschuss vor sich geht, stellt sich dieser Wärmeverlust auf nahezu 10% der absoluten Heizkraft.

Wärme der trockenen Rauchgase bei grösserem Luftüberschuss.

52) Bei einem grösseren Luftüberschusse wächst der obige Wärmeverlust, wie sich ersehen lässt, wenn die § 20, 45 auf Seite 190 angeführten Rauchgasmengen der Rechnung zu Grunde gelegt werden. Diese Gase entstanden bei der Verbrennung von 1 kg mittlerer Steinkohlen mit einer Luftmenge gleich der 1,3 fachen der theoretischen. Sie ergeben bei Anwesenheit von 5% freien Sauerstoffes:

Gasart	Volumen v des Gases in cbm	Specifische Wärme v des Gases in W. E.	Temperaturerhöhung des Gases in °C.	Wärmeverlust 300 c v W. E.
1	2	3	4	5
Kohlensäure . .	1,483	0,463	300	205
Sauerstoff	0,494	0,311	300	46
Stickstoff	7,909	0,306	300	726
Schwefligsäure .	0,014	0,445	300	2
Zusammen $Q_2 = 979$ W. E.				

oder etwa 13% der absoluten Heizkraft. Der Verlust durch die Schwefligsäure ist so klein, dass er um so eher vernachlässigt werden kann, als diese gewöhnlich mit der Kohlensäure zusammen bestimmt wird.

53) **Der gesammte Wärmeverlust Q durch die höhere Temperatur der Heizgase** berechnet sich nach dem Vorstehenden zu: Gesammter Wärmeverlust Q durch die höhere Temperatur der Heizgase.

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$Q = [c\ W_r + \Sigma\,(c_o\,v)]\,(t_1 - t) \text{ W. E.} \quad \ldots\ldots\ldots (106)$$

Das ergiebt für die gewählten Beispiele:

bei dem geringeren Luftüberschusse:

$$726 + 56 = 782 \text{ W. E.}$$

bei dem grösseren Luftüberschusse:

$$979 + 82 = 1061 \text{ W. E.}$$

d. h. im ersteren Falle einen Verlust von nahezu 11 %, im letzteren von ungefähr 14,5 % der absoluten Heizkraft der mittleren Steinkohlen.

54) *Angenähert lässt sich der Wärmeverlust Q* ermitteln, wenn man zunächst in die Gl. 106 als Gewicht des Wasserdampfes unter Vernachlässigung des letzten Gliedes der Gl. 101 auf Seite 189 einführt: Angenäherte Berechnung des Wärmeverlustes Q.

$$W_r = W + 9\ H$$

ferner setzt: $c = 0{,}48$, also:

$$c\ W_r = 0{,}48\ (W + 9\ H)$$

und wenn man das Volumen der Rauchgase nach der Annäherungsformel 103[b] auf Seite 192 mit

$$V_r' = \frac{100\ C}{0{,}54\ k}$$

und die specifische Wärme derselben im Mittel zu 0,32 für 1 cbm veranschlagt, nach:

$$Q = \left[0{,}32\ \frac{100\ C}{0{,}54\ k} + 0{,}48\ (W + 9\ H)\right](t_1 - t) \text{ W. E.} \quad \ldots (106^a)$$

In dieser Formel, welche die Wärmeverluste der Rauchgase angiebt, wie sie bei Dampfkesseluntersuchungen nach den Vorschriften des Vereines deutscher Ingenieure ermittelt werden, bezeichnet:

C den in 1 kg des Brennstoffes enthaltenen Kohlenstoff in kg,
H „ „ 1 „ „ „ „ Wasserstoff „ „
W das „ 1 „ „ „ „ hygroskop. Wasser in kg,
k die Kohlensäure der Rauchgase in Vol.-Proc.

55) Berechnet man nach dieser Formel den Wärmeverlust für Heizgase von der unter 52) angegebenen Zusammensetzung, so findet sich derselbe zu: Beispiel.

$$Q = \left[0{,}32\ \frac{100\,.\,0{,}80}{0{,}54\,.\,15} + 0{,}48\ (0{,}03 + 9\,.\,0{,}04)\right] 300 \text{ W. E.}$$

$$Q = (3{,}184 + 0{,}1872)\ 300 = 1011 \text{ W. E.}$$

d. h. um 51 W. E. kleiner als der genaue unter 53) ermittelte Werth, welches seinen Grund in der Nichtberücksichtigung der Luftfeuchtigkeit und des freien Sauerstoffes der Heizgase seitens der Annäherungsformel 106[a] hat.

56) *Ueberschläglich wird der Wärmeverlust Q* ermittelt, indem man annimmt, dass 1 kg Brennstoff bei vollkommener Verbrennung 1 kg Ueberschlägliche Berechnung des Wärmeverlustes Q.

Rauchgase liefert, zu welchen sich das vfache Gewicht der theoretischen Luftmenge L gesellt. Die specifische Wärme für 1 kg der $vL + 1$ kg Rauchgase wird in der Praxis im Mittel gleich 0,25 gesetzt. Mithin entsteht für eine Temperatur-Erhöhung von $t_1 - t$ Grad, ein Wärmeverlust:

$$Q = 0{,}25\,(v\,L + 1)\,(t_1 - t) \text{ W. E.} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (106^b)$$

Für 1 kg mittlerer Steinkohlen, welche mit dem 1,3fachen theoretischen Luftgewicht L verbrennen, das § 20, 26 auf Seite 180 zu 10,42 kg berechnet war, wird demnach bei $t_1 - t = 300^0$

$$Q = 0{,}25\,(1{,}3 \,.\, 10{,}42 + 1)\,300 = 1090 \text{ W. E.}$$

oder nur um 29 W. E. grösser als der genaue unter 53) ermittelte Werth, wonach diese Formel in den meisten Fällen eine hinlängliche Brauchbarkeit besitzt. Ebenso wie die Annäherungsformel 106^a den Wärmeverlust Q stets zu klein angiebt, lässt ihn die Ueberschlagsformel 106^b immer grösser erscheinen, weil sie eine vollkommene Verbrennung ohne Herdrückstände voraussetzt.

Vortheilhafteste Luftzuführung.

57) Aus der letzten Formel ist deutlich erkennbar, dass der durch die heissen Gase verursachte Wärmeverlust um so grösser wird, je grösser der den Luftüberschuss angebende Factor v wird, während andererseits die Wärmeverluste durch unverbrannt entweichende Gase um so stärker wachsen, je mehr die Luftzuführung eingeschränkt wird. Höchst lehrreiche Versuche zur Ermittelung derjenigen Luftmenge, welche die kleinste Summe beider Wärmeverluste erzeugt, sind von BUNTE*) in der Heizversuchsstation zu München vorgenommen worden. Diese Versuche sind durch die Fig. 1 und 2 auf Tafel 5 erläutert. Sie beziehen sich auf eine Versuchsreihe mit einer und derselben Ruhrkohle, welche in der gleichen Kesselanlage mit wechselnder Luftzuführung auf einem gewöhnlichen Planroste verbrannt wurden. Die senkrechten Linien, welche die einzelnen Versuche andeuten, sind in der Weise neben einander gestellt, dass dem ersten Versuch (1) die grösste Luftmenge (etwa zweifache der theoretischen) d. h. der geringste Kohlensäuregehalt (8 %) der Rauchgase entspricht, während bei dem letzten Versuch (9) die Kohle mit nahezu der theoretischen Luftmenge und einem Kohlensäuregehalt der Rauchgase von 16,5 % verbrannt wurde. Die ganze Länge der Ordinaten stellt den gesammten Heizwerth des Brennmaterials dar, von welchem ein wechselnder Theil — durch Schraffirung abgegrenzt — je nach den Versuchsbedingungen verloren geht. Der in dem Kessel ausgenutzte Theil der Wärme wird durch das übrig gebliebene Stück der Ordinaten dargestellt. Der Verlust durch Herdrückstände ist hierbei nicht in Betracht gezogen.

*) Wochenschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1880. S. 169.

58) Diese Versuche von BUNTE lassen erkennen, dass bei Zuführung grosser Luftmengen der Verlust durch unverbrannte Gase sehr gering (etwa 1 bis 2 %) ist, dass dann aber die durch die heissen Gase entführte Wärme verhältnissmässig gross wird. Der letztere Verlust vermindert sich in dem Masse, als zur Verbrennung eine geringere Luftmenge zugeführt wird (wie aus Fig. 2 hervorgeht), alsdann vermehren sich jedoch unter gleichen Umständen die Verluste durch unverbrannt entweichende Gase und erreichen 8 bis 10, ja 15 % des gesammten Heizwerthes, namentlich, wenn wie bei Versuch (7) und (9) die Kohle in 20 cm dicker Schicht auf den Rost gegeben wird. *Für praktische Verhältnisse d. h. für die beste Ausnutzung des Heizwerthes, wird diejenige Verbrennung die günstigste sein, bei welcher unter sonst gleichen Umständen die Summe der Verluste durch Unverbranntes und durch die mit den heissen Gasen entweichende Wärme am kleinsten ist. Je geringer der Luftüberschuss ist, mit welchem sich unter sonst gleichen Verhältnissen eine solche günstigste Verbrennung herstellen lässt, um so grösser wird die nutzbare Heizkraft des Brennstoffes sein.* Schlüsse aus den Versuchen von Bunte.

59) Die nach dem Vorstehenden für die Verbrennung der verschiedenen Steinkohlensorten günstigsten Luftmengen sind § 20, 27 angegeben. Bei Anwendung derselben werden dem Schornstein selbstredend unverbrannte Gase entweichen, derselbe wird also rauchen. Die Wärme, welche durch den Rauch verloren geht, bildet zusammen mit der Wärme der abziehenden Heizgase keinen so grossen Verlust, als in einer rauchlosen, mit grossem Luftüberschuss arbeitenden Feuerung entsteht, wie folgendes Beispiel lehrt. In einer nur mit der theoretischen Luftmenge unterhaltenen Feuerung lässt sich die durch unverbrannte Gase verlorene Wärme auf Grund der BUNTE'schen Versuche auf höchstens 10 % der absoluten Heizkraft des Brennstoffes schätzen. Für die mittlere Steinkohle ergiebt dies einen Verlust von 730 W. E., hierzu kommt der Verlust durch die höhere Temperatur nach Gl. 106^b mit $0{,}25\,(10{,}5 + 1)\,300 = 861$ W. E., zusammen 1591 W. E. Bei einer Luftmenge gleich der doppelten theoretischen entweichen immer noch 1—2 %, im Mittel 1,5 % unverbrannte Gase, welche 109 W. E. entführen, während die Heizgase infolge ihrer hohen Temperatur $0{,}25\,(2 \,.\, 10{,}5 + 1)\,300 = 1650$ W. E. mitnehmen, dies macht zusammen 1759 W. E. gegen 1591 W. E. bei sehr unvollkommener Verbrennung. Der Unterschied beträgt 168 W. E. oder 2,3 % der absoluten Heizkraft zu Gunsten der letzteren. *Eine rauchende Feuerung kann daher wirksamer sein als eine rauchlose, und eine rauch- und russfreie Verbrennung ist wohl vom Standpunkte der Gesundheit und Reinlichkeit, nicht immer aber von dem der Wirthschaftlichkeit aus zu empfehlen.* Rauchende und rauchlose Verbrennung.

Grösse und Bestimmung der Wärmeverluste durch Strahlung und Leitung.

60) **V. Die Wärmeverluste durch Strahlung und Leitung** werden in den freistehenden, wenn auch bekleideten Schiffskesseln stets etwas grösser ausfallen als in gut eingemauerten Landkesseln. Für letztere betragen sie nach F. FISCHER*) etwa 8 bis 10 % von der absoluten Heizkraft und wenn sie auch in Schiffskesseln beträchtlicher ausfallen, so lassen sie sich doch durch gute Bekleidung, durch Anbringung von Schutzplatten an den Feuerthüren und falls erforderlich an deren Rahmen, durch ebensolche Ausstattung der Rauchkammerthüren und ähnliche die Wärmestrahlung hindernde Vorkehrungen ganz erheblich einschränken. Man hat die durch Strahlung und Leitung herbeigeführten Verluste früher vielfach grösser geschätzt, als sie es nach neueren Versuchen in Wirklichkeit sind. Bei diesen wurde zuerst die absolute Heizkraft der Kohlen calorimetrisch bestimmt, alsdann die nutzbare Heizkraft derselben durch das verdampfte Wasser festgestellt und schliesslich der Wärmeverlust durch Untersuchung der Herdrückstände sowie durch Analyse und Temperaturbestimmung der Rauchgase in der vorstehend erläuterten Weise ermittelt. Der Unterschied zwischen der absoluten Heizkraft einerseits und der nutzbaren Heizkraft plus den verschiedenen Wärmeverlusten andererseits, ergab den Verlust durch Strahlung und Leitung. Dieser hatte bei den durch die nachstehende Tabelle wiedergegebenen Versuchen, welche mit Ausnahme des in Hannover angestellten, bei dem Holzkohlen verfeuert wurden, mit Steinkohlen vorgenommen sind, folgende Grösse:

Tabelle über Heiz-Versuche.

Versuchs-Ort	Mühlhausen		Essen		Hannover		London
Versuchs-Ansteller	Scheurer-Kestner		F. Fischer, Böcking und Vogt		F. Fischer und Weinlig		Kennedy**)
Versuchs-Zeit	1869	1885	1883	1883	1885	1885	1889
1	2	3	4	5	6	7	8
Verbrannte Kohlen auf 1 qm Rostfläche kg	—	—	123,8	86,3	46,9	55,4	—
Verdampftes Wasser auf 1 qm Heizfläche kg	-	---	26,6	24,7	8,7	8,9	—
Absolute Heizkraft der Kohlen, calorimetrisch bestimmt . . . W. E.	—	—	7790	7720	7630	7180	—
An das Kesselwasser abgegebene Wärme %	60,5	67,3	74,9	68,4	83,6	76,0	86,8
Verlust in den Herdrückständen %	1,5	—	2,1	3,6	0,9	0	—
Verlust durch unvollständig verbrannte Gase %	14,5 (zusammen)	3,1	—	—	0,3	4,9	0,5
Verlust durch die höhere Temperatur der Rauchgase %		8,5	16,7	19,3	10,6	10,9	10,8
Verlust durch Strahlung und Leitung als Rest %	24,5	21,1	6,3	8,7	4,6	8,2	1,9

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1886. S. 47.

**) The Engineer. 1889. II. S. 437.

Der Versuch von KENNEDY ist mit einem neuen Thornycroft'schen Wasserrohrkessel, wie ihn letzterer für seine Torpedoboote herstellt, ausgeführt worden. Schon der äusserst geringe Wärmeverlust durch Strahlung und Leitung ruft Zweifel an dem auf fast 87 % angegebenen Nutzeffect dieses Kessels wach.

61) Nach dem Vorstehenden lässt sich leicht einsehen, dass selbst in den besteingerichteten Schiffskesseln, bei sorgfältiger Behandlung der Feuer die Wärmeverluste im günstigsten Falle noch 15 bis 20 % der absoluten Heizkraft betragen und bei schlechten Kesseln und ungeschickter Bedienung der Feuer bis auf die Hälfte derselben steigen können. Man kann daher die nutzbare Heizkraft der an Bord gebräuchlichen Steinkohlensorten, deren absolute Heizkraft im Mittel etwa 7500 W. E. betragen wird, nur in günstigsten Fällen mit 6000 W. E. und unter sehr ungünstigen Verhältnissen mit etwa 4000 W. E. veranschlagen. Als allgemein passender Mittelwerth kann 5000 W. E. gesetzt werden. Allgemeine Werthe für die nutzbare Heizkraft.

62) Die Verbesserung der Feuerungs-Einrichtungen und die Erhöhung der Verdampfungskraft der Kessel, welche ohne eingehende Erkenntniss der die vollkommene Verbrennung beeinflussenden Umstände und der die Wärmeverluste herbeiführenden Ursachen nicht zu erreichen ist, gehört zu den vornehmsten Zielen der neueren Schiffsmaschinentechnik. Nur um Fortschritte in dieser Richtung, um die Hebung der wirthschaftlichen Leistungsfähigkeit der Kessel — nicht um die Erhöhung der Dampfspannung, wie Viele glauben, — wird es sich in Zukunft bei schwerwiegenden Errungenschaften des nie rastenden Erfindungsgeistes handeln. Schlussbetrachtung.

§ 22.

Erfordernisse guter Schiffskesselkohlen.

1) **I. Erwünschte Eigenschaften der Steinkohlen.** Von einer guten, namentlich für Kriegsschiffszwecke geeigneten Kohle verlangt man eine Reihe von Eigenschaften, die in ihrer Gesammtheit keine einzige Kohlensorte besitzt. Es kommt deshalb darauf an, solche Kohlen zu verwenden, welche entweder möglichst viele oder doch die hervorragendsten der nachstehenden Eigenschaften aufweisen können: Allgemeine Eigenschaften.

a) grosse Heizkraft,
b) grosses Gewicht,
c) grosse Festigkeit,
d) wenig Rückstände,
e) wenig Rauch,
f) leichte Entzündlichkeit,
g) schwaches Backen.

Heizkraft.

2) a. **Grosse Heizkraft** muss den Kohlen eigen sein, damit man unter sonst gleichen Verhältnissen mit einer gegebenen Menge möglichst viel Wasser verdampfen kann, so dass der Dampfer mit seinem Bunkerinhalt eine möglichst weite Strecke zu durchlaufen in der Lage ist. Die von der Heizkraft der Kohlen, sowie von der Güte der Feuerungsanlage gleichmässig abhängige nutzbare Verdampfungskraft stellt sich beim durchschnittlichen Betriebe in See etwa auf:

6 kg Wasser für 1 kg Kohlen, bei geringeren Kohlen und verschmutzten Kesseln,
7 „ „ „ „ „ , bei mittleren Kohlen und nicht ganz reinen Kesseln,
8 „ „ „ „ „ , bei guten Kohlen und reinen Kesseln,
9 „ „ „ „ „ , bei besten Kohlen und neuen Kesseln,
10 „ „ „ „ „ , bei besten Kohlen, neuen Kesseln und ausgiebiger Vorwärmung des Speisewassers.

Eine 9 bis 10fache Verdampfung ist nur bei Probefahrten unter sehr günstigen Bedingungen erreichbar. Nach mir vorliegenden Jahres-Ausweisen von 28 Postdampfern wurde als bestes Ergebniss durchschnittlich während der Reise in den alten grossen Kofferkesseln eine 7,5 — 7,8fache Verdampfung erzielt, während sie in einigen, mit engen Feuerbüchsen versehenen Cylinderkesseln bis auf eine 5,5fache als schlechtestes Ergebniss sank. Die durch die Heizversuche in Wilhelmshaven*) als für Kriegsschiffszwecke geeignet befundenen westfälischen Kohlensorten bewirkten im Versuchs-Kofferkessel eine 9,3 bis 8,3fache Verdampfung, wogegen die dort erprobten Wales-Kohlen im Mittel nur eine 8,5fache Verdampfung hervorbringen konnten.

Gewicht.

3) b. **Grosses Gewicht** müssen die Kohlen besitzen, damit sich in den an Bord hierfür verfügbaren Räumen eine möglichst grosse Menge derselben verstauen lässt. Bei den Versuchen in Wilhelmshaven wurden die Kohlen zur Feststellung ihres Gewichtes in Stücke von nicht über 0,5 kg Gewicht zerschlagen, zur Abscheidung von Grus auf einem unter 40^0 geneigten Siebe mit 30 mm weiten Maschen gesiebt und dann in einen Kasten von genau 0,25 cbm Inhalt gefüllt. Das Gewicht des Inhaltes von 4 solchen Kasten ergab das Gewicht eines Kubikmeters Kohlenstücke. Dasselbe stellte sich für die zur Verwendung in Schiffskesseln passendsten Steinkohlensorten auf 730 bis 800 kg, so dass 1000 kg Kohlenstücke einen Raum von 1,37 bis 1,25 cbm beanspruchen würden. Bei guter Stauung lässt sich indessen in geräumigen Bunkern 1 Tonne = 1000 kg mittelschwerer Steinkohlen, wie sie aus der

*) Beilage zum Marine-Verordnungsblatt No. 23 für 1886.

Grube kommen, schon auf 1,2 cbm Raum unterbringen. (Siehe auch § 19, 13.)

4) c. **Grosse Festigkeit** muss den Kohlen innewohnen, damit beim Verladen, Versandt, Anbordbringen und beim Hervorholen aus den Bunkern nicht zu viel Grus entsteht, welcher beim Heizen zum grossen Theile unverbrannt durch die Rosten fällt. In Wilhelmshaven wurde die Festigkeit der Kohlen dadurch bestimmt, dass man 50 kg der zur Bestimmung ihres Gewichtes benutzten Stücke in eine eiserne Trommel von 0,85 m Durchmesser brachte, welche an ihrem inneren Umfange 3 radiale Wände von 16 cm Höhe besass, und die Trommel in etwa 2 Minuten 50 Mal langsam um ihre Axe drehte. Die durch diese Behandlung mittels Absiebens (siehe unter 3) als nicht zerkleinert festgestellten Kohlen wurden gewogen und ihr Gewicht in Procenten der 50 kg ausgedrückt ergab die Ziffer für die Festigkeit. Diese Ziffer wurde für die verschiedenen Steinkohlensorten zwischen 90 bis 30 schwankend gefunden. Die für Schiffskessel geeigneten Steinkohlen weisen nur eine zwischen 55 bis 40 liegende Festigkeitsziffer auf. Diejenigen westfälischen Steinkohlen, welche die höchste Heizkraft besitzen, haben wie gute Wales-Kohlen eine etwa zwischen 48 bis 44 liegende Festigkeitszahl. Bemerkenswerth ist, dass die westfälischen Presskohlen bei gleicher Heizkraft eine durchweg höhere Festigkeit besitzen als die Rohkohlen; die Festigkeitsziffer der meisten Presskohlensorten liegt zwischen 60 und 70. Festigkeit.

5) d. **Wenig Rückstände** müssen die Kohlen ergeben, weil diese in den Kohlen enthaltenen Beimengungen vor dem Verbrennen unnütz die Bunker füllen und den Raum für die Unterbringung des wirklichen Brennstoffes beschränken. Hierzu kommt, dass sich stark schlackende Kohlen nur schwer auf dem Rost bearbeiten lassen, und solche, die einen grossen Aschengehalt besitzen, durch das Ueberbordschaffen der bedeutenden Mengen ihrer Rückstände besonders lästig fallen. — In Wilhelmshaven wurde zur Bestimmung der unverbrannten Rückstände der Kohlen an dem auf dem Versuch folgenden Tage, nachdem sich der Kessel etwas abgekühlt hatte, die auf dem Roste liegende Schlackenmasse durchgekrückt, herausgezogen, gewogen und als Asche in Rechnung gebracht. Die Asche im Aschenfall, die Flugasche und der Russ in den Rauchkammern sowie in den Feuerröhren wurde ebenfalls gesammelt und gewogen und in Procenten der im Ganzen verbrannten Kohlen berechnet. Auf die stets verschwindend kleine Menge der in der Schlacke und der Asche befindlichen unverbrannten Kohlentheilchen ist keine Rücksicht genommen. Die auf solche Weise ermittelten, unverbrannten Rückstände schwanken für die verschiedenen Steinkohlensorten zwischen 3—20 %, von denen indessen Rückstände.

nur solche, deren Rückstände 8 % nicht überschreiten, für Schiffskessel als brauchbar zu bezeichnen sind. Für die meisten der als geeignet befundenen westfälischen Presskohlen lag der Rückstandsgehalt zwischen 6—8 %, während einige Sorten unter 6 % Rückstände aufwiesen.

Rauch.

6) e. **Wenig und möglichst hellen Rauch** sollen die Kohlen unter sonst gleichen Umständen erzeugen, um eine Verunreinigung des Schiffes sowie eine Belästigung der an Deck befindlichen Personen, besonders des Befehlshabers zu vermeiden. Für den Kriegsfall ist es ausserdem besonders wichtig, dass die Dampfer möglichst rauchlose Kohlen verbrennen, damit sie am Horizont recht lange unsichtbar bleiben. Im Wilhelmshavener Versuchskessel verbrannten einige Steinkohlensorten fast ohne Rauch, während andere noch 12 Minuten nach dem Auffeuern einen dicken schwarzen Rauch entwickelten. Für die Stärke des Rauches sind drei Abstufungen eingeführt, und zwar bezeichnet in Colonne 12 der Tabelle auf Seite 228

a = dichter schwarzer Rauch,
b = durchsichtiger Rauch von grauer oder bräunlicher Farbe,
c = dünner, kaum sichtbarer Rauch.

Als für Kriegsschiffe passend, werden nur solche Kohlen bezeichnet, welche längstens 4 Minuten nach dem Auffeuern noch rauchen und höchstens einen als durchsichtig und grau erscheinenden Rauch entwickeln. Die meisten besseren westfälischen Steinkohlen genügen diesen auch wohl für schnellere Postdampfer zu stellenden Ansprüchen ebenso wie die Wales-Kohlen. Bei der gewöhnlichen englischen und schottischen Kohle dauert das Rauchen sehr lange, indessen ist der Rauch vielfach heller als bei den schwereren, dafür aber kürzere Zeit rauchenden Kohlen.

Schnelligkeit des Verbrennens.

7) f. **Leichte Entzündlichkeit und schnelles Verbrennen** der Kohlen muss gefordert werden, damit das Dampfaufmachen unter gewissen Verhältnissen auf das Aeusserste beschleunigt werden kann. Ein solcher Fall tritt beim Ausbruch von Feuer auf Dampfern ein, deren Kessel nicht im Betriebe sind, indessen für die Benutzung der Dampfpumpen als Feuerspritzen in kürzester Zeit angeheizt werden müssen. Für Kriegsschiffe, welche im Kreuzerkriege beschäftigt werden, können sich Fälle, in denen die Sicherheit von Schiff und Mannschaft von der Beschleunigung des Dampfaufmachens abhängig sind, noch viel zahlreicher ereignen. Die Schnelligkeit des Verbrennens ist bei den leichteren Kohlensorten im Allgemeinen grösser als bei den schwereren, und bei diesen wieder am grössten, wenn nur Stückkohlen verbrannt werden, während ein Grusgehalt die Lebhaftigkeit der Verbrennung vermindert. Unter gleichen Verhältnissen ist die Schnelligkeit des Verbrennens nur von der

Stärke des Zuges abhängig, somit bei künstlichem Zuge oder Unterwind stets grösser als bei natürlichem Zuge.

8) *Als Mass für die Schnelligkeit des Verbrennens der Kohlen* dient die Gewichtsmenge, welche stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannt werden kann. Bei gleichen Brennstoffen und unter sonst gleichen Bedingungen lässt sich diese Kohlenmenge auch als Massstab für die Leistungsfähigkeit der Heizer benutzen, insofern als ein geschickter Heizer in gegebener Zeit ein viel grösseres Gewicht von Kohlen vollständig verbrennen — d. h. nicht bloss in die Feuerung werfen — kann, als ein ungeübter. Gleich gute Heizer vorausgesetzt, liefert die in der Stunde auf den qm der Rostfläche verbrannte Kohlenmenge aber auch noch einen Vergleichswerth für die grössere oder geringere Anstrengung des Kessels, denn ein stark geheizter Kessel liefert mehr Dampf als ein stark geschonter. Man nennt diese Zahl daher auch *den Forcirungsgrad der Feuerung.* Massstab für die Leistung der Heizer bezw. Forcirungsgrad der Feuerung.

9) Durchschnittlich kann man von den gebräuchlichen Schiffskesseln mit rückkehrender Flamme sagen, dass sie stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrennen, Durchschnittswerthe des Forcirungsgrades der Schiffskessel.

a) unter Anwendung natürlichen Luftzuges

bei *langsamem* Heizen 40—60 kg Kohlen und dann *stark geschont* sind,
bei *gewöhnlichem* Heizen . . 60—80 kg „ „ „ *mässig beansprucht* werden,
bei *stärkerem* Heizen 80—100 kg „ „ „ *angestrengt* arbeiten,
bei *angestrengtestem* Heizen 100—120 kg „ „ „ *übermässig* in Anspruch genommen sind;

b) unter Anwendung künstlichen Luftzuges oder Unterwindes

bei schwächerem Zuge (bis 30 mm Wassersäule) 120—150 kg Kohlen und dann auf *das Aeusserste angestrengt* sind,
bei stärkerem Zuge (über 50 mm Wassersäule) 150—180 kg Kohlen und dann an der *Grenze ihrer Leistungsfähigkeit* stehen.

In cylindrischen Kesseln mit durchschlagender Flamme lassen sich bei starkem künstlichem Zuge bezw. Unterwind bis zu 200 kg Kohlen stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrennen und in Locomotivkesseln werden ohne besondere Anstrengungen unter Anwendung des gewöhnlichen Unterwindes bis zu 300 kg Kohlen auf 1 qm Rostfläche in der Stunde verfeuert. Die äusserste Grenze des stündlich auf 1 qm Rostfläche zu verbrennenden Gewichtes an Steinkohlen ist durch Versuche mit stärkstem Zuge (150 bis 200 mm Wassersäule) in Locomotivkesseln bei etwa 600 kg gefunden worden. Der durchschnittliche mittlere Verbrauch nicht überanstrengter Dampfkessel stellt sich während längerer Reisen auf 70—75 kg Kohlen für 1 Stunde und 1 qm Rostfläche.

10) *Zum Belegen einer Feuerung* braucht man, wie hier gleich zugefügt werden möge, durchschnittlich etwa 100—120 kg Kohlen für 1 qm Rostfläche, und zur Unterhaltung der Feuer, wenn dieselben auf- Kohlenmenge für das Belegen und Aufbänken.

gebänkt liegen, muss man 5—8 kg Kohlen auf 1 qm Rostfläche in der Stunde rechnen.

Backen der Kohlen.

11) g. **Schwaches Backen** der Kohlen ist nöthig, damit sie beim Schlingern des Schiffes im Seegang nicht fortwährend auf dem Roste hin- und herrutschen, so dass beständig Theile der Rostfläche unbedeckt sind, durch welche kalte Luft in die Feuerung strömen und den Verbrennungsvorgang stören, sowie den Kesseln schaden kann. Starkes Backen der Kohlen ist unerwünscht, weil dadurch die Roste verkleben und die Instandhaltung der bei stärkerem Heizen bezw. künstlichem Zuge oder Unterwind beträchtlich höheren Brennstoffschicht wesentlich erschwert wird.

Geeignetheit der Steinkohlensorten für Schiffskessel.

12) **II. Die Geeignetheit der einzelnen Steinkohlensorten zur Schiffskesselfeuerung** stellt sich erfahrungsmässig wie folgt:

Bituminöse Kohlen unbrauchbar.

a. Die bituminösen langflammigen Kohlen zeichnen sich durch eine grosse Härte und Festigkeit aus, so dass sie beim Versandt und in den Bunkern nur wenig in Grus zerfallen. Sie sind leicht entzündlich und verbrennen sehr lebhaft aber mit starker Rauchentwickelung. Aus diesem Grunde eignen sie sich für Kessel mit engen Feuerröhren, wie es die Schiffskessel sind, nicht.

Halbbituminöse Kohlen verwendbar.

b. Die halbbituminösen kurzflammigen Fettkohlen, zu denen viele bessere westfälische Kohlen zählen, werden für Schiffskessel am meisten benutzt. Die leicht backenden Sorten derselben sind sehr brauchbar, wogegen die stark backenden wegen des fortwährend erforderlichen Aufbrechens der Rostfugen nicht zu empfehlen sind. Alle halbbituminösen Kohlen brennen leicht bei gewöhnlichem natürlichen Zuge, aber sie rauchen mehr oder minder, wenn nicht besonders für Rauchverminderung gesorgt wird. Die besten hierher gehörenden Kohlen besitzen neben einer hohen Heizkraft genügende Härte, hinterlassen wenig Asche und Schlacke und bedürfen bei mässigem Backvermögen nur geringer Aufmerksamkeit des Heizers um genügend wirthschaftlich zu verbrennen.

Wenig bituminöse Kohlen am zweckmässigsten.

c. Die wenig bituminösen kurzflammigen, besseren Esskohlen, denen die Welsh-Kohlen zugezählt werden müssen, sind die für Schiffskessel geeignetsten. Wenn sie trotzdem im Allgemeinen weniger Verwendung finden als die halbbituminösen, so liegt dies nur an ihrem, für gewöhnliche Frachtdampfer meistens zu hohem Preise. Diese besseren Esskohlen sind ebenfalls noch leicht entzündlich und brennen mit heller Flamme, sie backen entweder gar nicht oder doch nur sehr schwach, sondern sintern meistens; rauchen sehr wenig und hinterlassen nur geringe Mengen von Asche und Schlacke. Sie lassen sich daher auf dem Rost verhältnissmässig leicht bearbeiten, zerfallen aber, wenn sie längere Zeit an der Luft lagern und wenn sie beim Versandt roh behandelt werden. Dieser Nach-

theil der leichten Grusbildung wird noch vermehrt durch das Auseinanderfallen der Kohlenstücke beim Verbrennen, so dass unter Umständen bis zu 15 % Verluste eintreten können. Der grössere Werth und damit der höhere Preis dieser Kohlen gründet sich auf der geringen Sorgfalt und Aufmerksamkeit, welche sie erfordern, um rauchlos und vortheilhaft zu verbrennen.

d. Die nicht bituminösen kurzflammigen Anthracite werden in Nordamerika zur Schiffskesselfeuerung benutzt, sind hierfür aber nicht besonders empfehlenswerth. Abgesehen davon, dass sie bei dem Mangel an Bitumen wie Koks fast ohne Flamme und Rauch verbrennen und eine örtlich sehr intensive Gluth entwickeln, lassen sie sich nur schwer entzünden und bedürfen eines kräftigen Zuges, sowie einer hohen Temperatur im Feuerraum, mithin einer grossen Aufmerksamkeit seitens des Heizers, wenn sie wirthschaftlich verbrannt werden sollen. Nicht bituminöse Kohlen ungeeignet.

13) **Aeussere Kennzeichen,** welche auf die Güte der Kohlen schliessen lassen, sind ausserordentlich schwierig zu beurtheilen, so dass sich im Allgemeinen nur folgendes sagen lässt: Die den Braunkohlen sich nähernden Flammkohlen sind verhältnissmässig hart, beim Anschlagen klingend, zähe, von unebenem Bruch, matt schwarz und von mehr braunem als schwarzem Strich. Mit abnehmendem Sauerstoff wird die Kohle zerreiblicher, weniger klingend, schwärzer und dichter. Mit dem Wasserstoffgehalt nimmt der Glanz und das Backvermögen zu. Die den Anthraciten sich nähernden Kohlen sind rein schwarz und im Allgemeinen ein wenig mürber als fette Kohlen mit kurzer Flamme. Dichtigkeit und Härte wachsen mit dem Aschengehalt, während der Glanz sich vermindert. Erdige Beimengungen beeinflussen jedoch die vorgenannten Eigenschaften der verschiedenen Steinkohlensorten. Aeussere Kennzeichen der Steinkohlen.

14) *Als Anhalt für die Beurtheilung der Güte der Kohlen* beim Ankauf im Auslande lassen sich, wenn Ursprungszeugnisse fehlen, nur folgende Grundsätze aufstellen: Die Kohlen dürfen nicht verwittert, nass, grus- und pyrithaltig (siehe § 23, 14) sein. Sie müssen ein schwarzglänzendes Aussehen haben, sowie beim Zerdrücken und Zerreiben einen glänzenden Staub hinterlassen. Je mehr die Kohlen ein braunes oder graues Aussehen zeigen, einen schiefrigen Bruch und einen erdigen Staub ergeben, um so geringer ist ihre Güte. Anhaltspunkte für die Güte der Steinkohlen.

15) Die nachstehende Tabelle enthält die nöthigen Angaben über die wichtigsten in- und ausländischen Kohlensorten, die in Schiffskesseln verfeuert werden, wie sie durch Versuche auf der Werft in Wilhelmshaven von den Maschinenbau-Ingenieuren in dem zwölfjährigen Zeitraume von 1874 bis 1886 ermittelt worden sind. Auf Grund dieser Versuche hat festgestellt werden können, dass in den Tabelle.

Tabelle über Steinkohlen, welche zur Schiffskessel-Feuerung benutzt werden.*)

Land.	Name.	Verdampftes Wasser von 0°: stündlich auf 1 kg Kohlen.	Verdampftes Wasser von 0°: stündlich auf 1 qm Rostfläche.	Gewicht von 1 cbm zerschlagener Kohlen in kg.	Festigkeit in Procenten.	Verbrannte Rückstände in %: Schlacke.	Verbrannte Rückstände in %: Asche.	Verbrannte Rückstände in %: Flugasche und Russ.	Verbrannte Rückstände in %: Zusammen.	Zeit des Rauchens in Minuten.	Stärke des Rauches.	Verbrannte Kohlen stündlich auf 1 qm Rostfl. in kg.	Verhalten der Kohlen auf dem Rost.	Bemerkungen.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Westfalen	*Fettkohle* v. Zeche Victor	9,277	854,76	730,00	45,20	0,54	2,25	0,34	3,13	1—2	b—c	92,14	backen	Leicht entzündlich und verbrennen mit langer heller Flamme bei geringer Rauchentwicklung.
„	„ „ „ Recklinghausen	9,256	841,45	769,90	52,00	1,74	1,27	0,32	3,33	3—4	b	90,91	„	
„	„ „ „ Prinz Regent	9,052	874,19	760,00	47,00	1,42	2,09	0,34	3,85	3,00	b—c	96,57	„	„
„	„ „ „ Holland	8,924	863,37	732,00	46,40	1,78	2,13	0,33	4,24	3,00	b	96,74	„	„
„	„ „ „ Verein. Präsident	8,858	738,27	753,20	47,86	1,75	2,61	0,36	4,72	2,25	c—b	83,34	„	„
„	„ „ „ Wolfsbank	8,756	785,54	767,80	47,74	2,43	1,84	0,36	4,63	2,00	b	89,71	„	„
„	„ „ „ Shamrock	8,724	741,45	754,00	44,50	1,91	1,93	0,29	4,13	1,50	c—b	84,97	„	„
„	*Esskohle* „ „ Franziska	8,403	794,83	767,00	47,28	3,74	4,38	0,25	8,37	7,00	c	94,60	sintern	„
„	„ „ „ Caroline	8,333	720,17	762,00	51,64	1,93	5,89	0,36	8,18	fast 0	—	86,42	„	„
„	„ „ „ Ibbenbüren	8,372	765,34	753,90	35,35	1,76	5,37	0,41	7,54	1—2	„	91,42	„	„
„	*Presskohle* v. „ Blankenburg	9,164	887,52	1080 [1])	61,00	3,79	2,75	0,35	6,89	2—3	c	96,84	backen	„
„	„ „ „ Neu-Iserlohn	9,008	801,71	1080 [1])	59,35	2,36	2,00	0,28	4,64	1—2	c	89,00	„	„
„	„ „ „ Franziska Tiefbau	8,826	815,45	1100 [1])	62,31	2,85	2,73	0,30	5,88	0—1	c	92,38	„	„
Rheinpreussen	Wurm-Revier. Aachen	8,776	757,39	766,00	58,20	1,07	2,64	0,44	4,15	10—12	c	86,31	sintern	Lassen sich zu den Esskohlen rechnen.
Wales	Naut Melyne Merthyr	8,170	646,31	727,00	48,24	2,22	7,64	0,34	10,25	4—5	b	79,09	„	„
„	Thomas Merthyr	8,569	730,71	733,20	49,84	5,13	4,52	0,37	10,02	5—6	b	85,28	„	„
„	Nixons Navigation	8,412	921,99	744,66	48,80	1,21	4,07	0,32	5,60	5—6	b	109,60	„	„
England	New-Castle	7,278	823,38	708,00	77,32	1,93	2,57	0,35	4,85	12—13	a	113,12	„	„
Schottland	Lochgelly	6,888	819,11	675,70	82,47	1,76	1,95	0,34	4,05	7—8	a	118,92	„	Nähern sich mehr der Gaskohle.
Japan	Ursprung nicht bekannt	6,592	629,26	762,00	78,60	5,81	6,04	0,41	12,26	7—8	a	95,45	„	Verbrennen sehr schnell und rauchen stark.
Australien	Gulland-Mine. Brisbane	6,764	598,90	887,10	—	2,88	15,63	0,47	18,98	6—7	b—c	88,54	backen schwach	Sind den Gaskohlen ähnlich, brennen mit langer Flamme und mässiger Rauchentwickelung.
„	Walsend-Mine. Sidney	7,326	679,43	812,25	70,44	1,88	6,06	0,43	8,37	9—10	b	92,74	„	
Neu-Seeland [2])	Bay of Island	7,136	869,05	—	64,60	2,00	2,47	0,61	5,08	5—6	b	121,31	„	„
Süd-America	Punta-Arenas	4,474	546,40	818,60	—	13,64	8,12	0,29	22,05	4—5	b—c	122,12	backen nicht	Für Marinezwecke ganz unbrauchbar.

[1]) Dieses Gewicht bezieht sich auf geschichtete — nicht zerschlagene — Presskohlen. [2]) Mit Neu-Seeland Kohlen von Westport, welche als Dampfkesselkohlen den besten New-Castle-Kohlen überlegen sein sollen, wurde die „Calliope“ geheizt, als sie am 16. März 1889 bei dem Orkan auf den Samoa-Inseln glücklich aus der Bucht von Apia entkam.

*) Beilage zum Marine-Verordnungsblatt vom: 15. October 1876. No. 19. — vom 28. Februar 1878. No. 4. — vom 15. Februar 1879. No. 3. — vom 15. Mai 1883. No. 10. — vom 30. November 1886. No. 23.

letzten Jahren erfreulicher Weise ein nennenswerther Zuwachs an westfälischen Kohlen der besseren Sorten zu verzeichnen war, und dass namentlich die in Aufschwung befindliche Presskohlen-Erzeugung beachtenswerthe Fortschritte gezeigt hat.

§ 23.

Unterbringung und Ueberwachung der Heizstoffe an Bord.

1) Die Heizstoffe werden auf Dampfschiffen in Räumen untergebracht, welche den Kesseln möglichst nahe liegen und den Namen *Bunker* führen. Die Einrichtung und Ausstattung dieser Räume ist verschieden, je nachdem sie zur Aufnahme fester (Steinkohlen) oder flüssiger (Erdölrückstände) Brennstoffe dienen sollen. Bunker.

2) **I. Unterbringung der Steinkohlen.** **Die Anordnung der Kohlenbunker** ist von dem verfügbaren Raum, der Stabilität und dem Trimm des Schiffes, sowie auf Kriegsschiffen von gewissen, auf den Schutz von Maschine und Kesseln zu nehmenden Rücksichten abhängig. Gewöhnlich sind sie in folgender Weise angeordnet: Anordnung der Bunker.

Ein Bunker vor dem Kesselraum.

Je ein Bunker an jeder Schiffsseite zwischen den Kesseln und der Bordwand.

Je ein Bunker an jeder Schiffsseite zwischen dem Kessel- und dem Maschinenraum.

Zuweilen gehen die Bunker an einer oder zu beiden Seiten des Maschinenraumes durch. Neuere Panzerschiffe und Kreuzer besitzen oberhalb ihres Panzerdecks mit Kohlen angefüllte Zellen. (Schutz gegen feindliche Geschosse.) Die Höhe der Bunker ist von der Grösse des Schiffes abhängig, sie reichen bis zum Zwischen-, Haupt- oder Oberdeck. Taf. 5 Fig. 11 und 12 zeigt die Anordnung der Kohlenbunker auf dem Hamburger Schnelldampfer „Columbia“, Taf. 5 Fig. 5 bis 10 dieselbe auf einem Frachtdampfer.

3) **Die Bunkerwände** bestehen auch auf Holzschiffen aus 6—13 mm starken Blechen, welche durch ⊤ oder ∟ Eisen verstärkt und durch schmiedeeiserne Anker gegen die Schiffswände abgesteift sind. Auf Kriegsschiffen und gut gebauten Handelsdampfern werden die Bunkerwände theilweise wasserdicht hergestellt. Bunkerwände.

4) **Die Verbindung** zwischen Kesselraum und Kohlenbunker wird gewöhnlich durch Fallthüren erreicht, welche bei wasserdichten Bunkerwänden in Zeiten der Gefahr von einem der oberen Decks (Taf. 6 Fig. 18) geschlossen werden können. Taf. 7 Fig. 1 bis 4 zeigt ein grösseres, Taf. 7 Fig. 5 bis 10 ein kleineres Muster solcher Bunkerthüren.

Thüren. Geöffnet werden beide Thüren mittels Handkurbel, Schnecke und Zahnstangentrieb vom Heizraum aus. Sollen sie plötzlich geschlossen werden, so wird die Klauenkupplung, welche das Triebrad der Zahnstange auf der Welle des Schneckenrades festhält, vom Oberdeck her ausgerückt und die Thür fällt nieder. Sie presst sich dann mit ihren bronzenen keilförmigen Ansätzen in ebensoviele Abstufungen ihrer Zarge ein, wodurch ihre glatt gehobelte bronzene Dichtungsleiste gegen die ebenfalls glatte Fläche des Rahmens vollkommen dicht angedrückt wird. — Durch das plötzliche Auslösen der Fallthüren in den oberen Decks kommen Personen, welche deren Oeffnungen gerade durchschreiten, in unmittelbare Lebensgefahr. In neuerer Zeit erstrebt man desshalb ein langsames Schliessen der Fallthüren, welches besonders durch die auf einer grossen Anzahl von Dampfern mit bestem Erfolge eingebaute Thür von MAC ELROY*) erreicht wird. Die Tafel 7 Fig. 11—17 dargestellte Thür besitzt statt des Zahnstangentriebes der gewöhnlichen Fallthüren eine Schraubenspindel, deren Muttern (Fig. 16) zwei bronzene Schraubenräder bilden. So lange diese Räder in ihrer Lage festgehalten werden, kann die Thür mit Hülfe des Handgriffes vom Heizraum aus geöffnet und geschlossen werden. Stahlbremsbänder, welche sich mittels eines einarmigen Hebels (Fig. 15) anspannen lassen, bewirken die Festhaltung der Räder. Der freie Endpunkt dieses Hebels greift in eine schmiedeeiserne Mutter, welche über eine kurze bronzene Spindel (Fig. 14) geschraubt ist. Die Spindel kann sich wohl drehen aber nicht verschieben, eine Drehung derselben verursacht daher entweder eine Verschiebung der Mutter nach oben, bringt Heben des Hebels, Lösen der Bremsbänder, freie Drehung der Räder und demnach Sinken der Thür durch ihr Gewicht hervor; oder eine solche Verschiebung nach unten und bewirkt dann Anspannen der Bremsbänder, Festhalten der Räder und der Thür in ihrer augenblicklichen Lage. In der kurzen bronzenen Spindel steckt eine vierkantige, bis zum oberen Deck durchgeführte, um 90° in sich verwundene Stange, welche durch eine starke Spiralfeder (Fig. 11) in einer bestimmten Stellung gehalten wird. Dreht man mittels eines Handschlüssels, bezw. innerhalb einer Deckverschraubung mittels eines Aufsteckschlüssels diese Stange, so dreht sich die bronzene Spindel und die Schraubenräder lösen sich bezw. stellen sich fest. Bewegt man oben den Handhebel so, dass die Thür fallen muss, dann wird die über die verwundene vierkantige Stange gleitende Spindel derartig gedreht, dass die Schraubenräder beständig etwas angebremst sind, ausserdem ist die Spiralfeder (Fig. 13) bestrebt, die vier-

Mac Elroy's wasserdichte Thür.

*) Englische Patentschrift No. 3610. 1886.

kantige Stange wieder in die Ruhelage zurückzudrehen, und unterstützt somit das langsame Sinken der Thür. Wird der Handhebel oben im Deck der Verwindung der vierkantigen Stange gemäss beim Schliessen der Thür weiter gedreht, so kann sie auch plötzlich halten, ebenso wie sie sich durch Zurückdrehen des Handhebels in jedem Augenblicke des Herabgleitens am Weitersinken hindern lässt.

5) **Das Füllen der Bunker** geschieht: — Füllen der Bunker.
 a) durch Kohlenlöcher,
 b) „ Kohlenpforten,
 c) „ Kohlenschütten,
 d) „ Kohlenelevatoren.

6) a. **Die Kohlenlöcher** (Taf. 6, Fig. 1 bis 8) finden sich auf hölzernen Dampffahrzeugen, sowie auf niedrigbordigen Eisen-, bezw. Stahlschiffen und endlich auf Kriegsschiffen mit Gürtelpanzer, bei denen die Kohlen von oben in die Bunker geschüttet werden müssen. Sie sind durch gusseiserne ca. 400 mm lichten Durchmesser haltende Ringe begrenzt. Diese in den Decksplanken eingelassene und mit Holzschrauben befestigte Ringe sind mit einem Falz versehen, in welchen mit einem erhöhten Rande der gewöhnlich gusseiserne (Fig. 7 und 8), oder wo grössere Haltbarkeit verlangt wird, schmiedeeiserne (Fig. 1 und 2) Deckel greift. Die Dichtung der Deckel wird dadurch erreicht, dass man Talg in den Falz streicht, welchen der aufgelegte Deckel auseinander presst. Deckel, welche oberhalb bewohnter Räume oder von Gängen des Schiffes liegen, werden, um eine bessere Dichtung zu erzielen, mit Anspannvorrichtungen und häufig auch mit Deckgläsern für die Lichtzuführung (Fig. 5 und 6) versehen. Solche, die direct in die Bunker führen, schliessen durch ihr eigenes Gewicht, oder erhalten in seltenen Fällen einen Bajonnet-Verschluss. — Kohlenlöcher.

7) Müssen die Kohlen durch ein oder zwei Decke hindurchfallen, ehe sie in die Bunker gelangen (Taf. 6, Fig. 18), so werden beim Kohlenübernehmen die unter einander liegenden Kohlenlochringe durch zwei ineinander verschiebbare Blechcylinder — *die Kohlentrichter* — mit einander verbunden, welche, wie Fig. 11 und 12 erkennen lassen, unter Deck aufgehängt werden. Zum Schutz des Oberdecks werden beim Einschütten der Kohlen etwa 1 m im Quadrat haltende Bleche, — *die Kohlenbleche* — welche mit einem Rand in die Löcher greifen, untergelegt (Taf. 6, Fig. 18 und 20). — Kohlentrichter und Kohlenbleche.

8) Zum Lüften der Bunker lassen sich die Kohlenlochdeckel gegen gusseiserne *Grätings* auswechseln. Diese Grätings werden bei geschlossenen Deckeln am zweckmässigsten unterhalb derselben in den Ringen aufbewahrt, wie Taf. 6, Fig. 1 und 9 zeigen. — Kohlengrätings.

Sollen die Grätings benutzt werden, so nimmt man die Deckel heraus und hebt die Grätings, indem man sie mit ihren unteren Ansätzen in entsprechende Aussparungen der Ringe einsetzt, bis sie mit dem Deck abschneiden (Fig. 3). Noch praktischer ist die Fig. 7 bis 8 zur Darstellung gebrachte Konstruction, bei welcher man nur die untenliegende Gräting umzukehren braucht, um sie in gleicher Höhe mit dem Deck liegend zu erhalten. — Um die unter 19) a. erwähnte Lüftung der Bunker zu erzielen, werden die Kohlenlochringe häufig so eingerichtet, dass sie einem Ventilatorfuss Befestigung gewähren (Taf. 6, Fig. 9 und 10), worüber sich dann, wie Fig. 19 zeigt, ein drehbarer Ventilatorkopf stecken lässt.

Kohlenpforten.

9) b. **Die Kohlenpforten** kommen auf hochbordigen Eisen- und Stahlschiffen, grossen Postdampfern und Kreuzern vor. Sie sind etwas über der Wasserlinie seitlich in die Schiffswand eingeschnitten. Sie werden entweder durch vorgeschraubte Bleche oder durch Klappen mit innerer Verchlussvorrichtung geschlossen gehalten. Die Dichtung wird durch Mennigkitt, Gummi oder Filz hergestellt, beim Kohlenübernehmen werden die Gummi- oder Filzstreifen durch vorgeschraubte dünne Bleche geschützt. In *die Kohlenpforten* lassen sich Trichter aus Eisenblech stecken (Taf. 6, Fig. 15 bis 17), so dass die Kohlen entweder vom Eisenbahnwagen oder von einem Leichterprahm geradeswegs in die Bunker geschüttet werden können. Die Füllung der Bunker durch Kohlenpforten geht schneller, ist bequemer und verunreinigt das Schiff weniger als die erste Art.

Kohlenschütten.

10) c. **Die Kohlenschütten** werden jetzt vielfach auf englischen Frachtdampfern (Taf. 5, Fig. 5 bis 10) ausgeführt. Diese Dampfer legen sich unmittelbar unter die hohen Kohlenrampen der englischen Kohlenausfuhrhäfen und die dort gebräuchlichen Kippwagen entleeren ihren Inhalt in ein über das Oberdeck hervorstehendes Luk, welches zwischen Maschinen- und Kesselraum gelegen, nach unten durch ein umgekehrtes Λ begrenzt wird. Auf dieser geneigten Fläche rutschen die Kohlen in die Seitenbunker, deren innere Wände ebenfalls geneigt sind, wodurch sich das Uebernehmen des gewöhnlichen Kohlenbedarfes sehr schnell vollzieht. Sollen die Räume oberhalb der Schütte, um den Dampfer für längere Reisen mit Kohlen zu versehen, ebenfalls gefüllt werden, so muss dies durch die in die Decks zu diesem Zwecke eingeschnittenen kleinen Ladeluken geschehen.

Kohlenelevatoren.

11) d. **Die Kohlenelevatoren***), welche zum Löschen von Kohlenladungen in mehreren englischen Colonien in Gebrauch sind, will RIGG auch zum Füllen der Kohlenbunker von Dampfern anwenden, um hier-

*) Journal of the united service institution. 1889. S. 977.

durch namentlich die Zeit, dann aber auch die Kosten zu verringern, welche das Anbordnehmen der Kohlen mit den bis jetzt gebräuchlichen Methoden bei grossen Dampfern erfordert. Da mit Elevatoren noch keine praktischen Versuche nach dieser Richtung hin angestellt wurden, so lässt sich vorläufig nicht ermessen, ob nicht mit solchen Einrichtungen mehr Kohlen zu den Bunkern geführt werden, als sich dort in derselben Zeit sachgemäss verstauen lassen, und ausserdem bleibt auch die viel besprochene Frage der Kohlenversorgung von Geschwadern auf hoher See noch immer eine offene, da die Elevatoren nur in ruhigem Wasser verwendbar sind.

12) *Ein Temperaturrohr* soll jeder Kohlenbunker besitzen. Es ist dies ein schmiedeeisernes Rohr (Tafel 6, Fig. 18), welches von einem der oberen Decks ausgehend in den Bunker führt und fast bis auf den Schiffsboden hinunterreicht. Das oben mit einem Verschluss versehene Rohr dient zur Einführung eines Thermometers in den Bunker, um die in demselben herrschende Temperatur zu messen. Zweckmässig ist es, den Verschlussdeckel des Rohres mit einer dessen Bestimmung angebenden Bezeichnung zu versehen, wie Tafel 6, Fig. 14 zeigt. Temperaturrohr.

13) **II. Ueberwachung der Steinkohlen.** Die in den Bunkern verstauten Kohlen bedürfen einer fortwährenden Ueberwachung, da sie sich zuweilen von selbst entzünden und auch explosive Gase bilden. Die englische Regierung hat die Ursachen der Selbstentzündung sowie der Gasbildung der Kohlen in den Bunkern durch eine Commission erforschen lassen. Der im Jahre 1875 von dieser Commission erstattete Bericht*) sagt im Wesentlichen Folgendes: Englische Forschungs-Commission.

14) **Die Selbstentzündung der Steinkohlen** wird durch 2 Hauptursachen herbeigeführt: Ursachen der Selbstentzündung.

a) durch chemische Veränderungen der Kohlen,
b) durch das Absorptionsvermögen der Kohlen.

15) a. *Chemischen Veränderungen* sind gewisse in der Kohle enthaltene Bestandtheile infolge der Einwirkung atmosphärischen Sauerstoffs unterworfen. Von diesen Verbindungen kommen Schwefel und Eisen als Eisenpyrit — Eisenkies — am häufigsten vor. Feuchte Luft befördert die Oxydation des Pyrits dadurch, dass mehr Sauerstoff mit der Oberfläche des oxydirbaren Körpers in Verbindung tritt. Da jede Oxydation mit einer Wärmeentwickelung verbunden ist, so erhöht sich allmählich die Temperatur der Kohlen. Je mehr diese zunimmt, um so lebhafter wird aber wieder die Oxydation Chemische Veränderungen des Eisenpyrits.

*) Report of the Royal Commissioners appointed to inquire into the spontaneous combustion of coal in ships. London 1875.

und so steigern sich beide wechselseitig bis zu einer Temperatur, bei welcher die Entzündung der Kohlen eintritt. Beschleunigt wird dieser Vorgang durch den Einfluss der Heizraumtemperatur und der Hitze in den Tropen.

Verdichtung von Gasen in porösen Kohlen.

16) b. *Ein ausgesprochenes Absorptionsvermögen* besitzen stark zerkleinerte oder poröse Kohlen gegenüber gewissen Gasen, worunter sich besonders Sauerstoff befindet. Durch die Verdichtung eines Gases in einem porösen Körper wird stets eine gewisse Wärme erzeugt. Die Neigung zur Oxydation, welche den Kohlen und gewissen Zusammensetzungen derselben eigen ist, wird durch die Verdichtung der Gase innerhalb ihrer Poren begünstigt, weil hierdurch die Verbindung zwischen Kohle und Sauerstoff befördert wird. Absorption und Oxydation entwickeln daher gleichzeitig Wärme. Letztere wird mit Zunahme der Temperatur in solchem Masse erzeugt, dass sich die Kohle durch den chemischen Process bis zur Entzündung erhitzt. Feuchtigkeit erschwert diesen zweiten Process, weil sie die Poren ausfüllt und daher das Absorptionsvermögen vermindert.

Keine besonderen Lüftungs-Vorrichtungen.

17) Nach der Ansicht der Commission werden die in den Bunkern verstauten Kohlen bei Tropenreisen stets einen gewissen Grad von Wärme entwickeln, welche zu beseitigen keine irgend wie zweckmässige Art der Lüftung ausreichen würde. Im Gegentheil, die Zuführung von immer neuen Sauerstoffmengen durch einen zwischen den Kohlen angebrachten Luftumlauf würde die Oxydation nur noch befördern und dadurch eine Wärmeentwickelung hervorrufen, die das Aergste befürchten lässt.

Mittel gegen Selbstentzündung der Steinkohlen.

18) *Mittel zur Verhütung der Selbstentzündung* der Kohlen sind:

a) Gewisse stark pyrithaltige Kohlen, welche sich durch die zwischen gestreuten gelbglänzenden Stücke bemerkbar machen, nicht auf Schiffen zu verwenden.

b) Keine grusigen bezw. stark zerbröckelten und nassen Kohlen zu verstauen.

c) Die Temperatur in den Kohlenbunkern mittelst der darin angebrachten Temperaturrohre unter Dampf auf jeder Wache, unter Segel alle 12 Stunden regelmässig zu messen.

Explosion der Steinkohlengase.

19) **Die Explosion der Steinkohlengase** tritt seltener als die Selbstentzündung der Kohlen ein. Sie entsteht, wenn Kohlen aus Gruben, die Sumpfgas enthalten, frisch verschifft werden. In den geschlossenen Bunkern entweicht dieses Sumpfgas aus den Kohlen, mischt sich mit der Luft und bildet ein leicht explodirbares Gasgemenge. Die Explosion desselben erfolgt indessen nie von selbst, sondern nur, wenn es durch ein offenes Licht entzündet wird.

20) *Mittel zur Verhütung von Explosionen der Steinkohlengase* bestehen: Mittel gegen Explosion der Steinkohlengase.

a) In einer Lüftung an der Oberfläche der Kohlen, um den sich etwa entwickelnden Gasen möglichst freien Abzug zu gewähren. Man erreicht dies durch Herausnehmen der Deckel und Einlegen der Grätings in die Kohlenlöcher, welches wöchentlich mindestens zweimal geschehen soll.

b) In der strengen Befolgung der Vorschrift, dass kürzere oder längere Zeit verschlossene Kohlenräume behufs Herausschaffens der Kohlen zuerst immer nur mit Sicherheitslampen, wie sie in Bergwerken üblich sind, betreten werden dürfen. In unserer Marine werden jedem Dampfschiff derartige Lampen mitgegeben, welche füglich auch auf Handelsdampfern niemals fehlen sollten.

21) *Das Löschen von brennenden, in den Bunkern selbst entzündeter Kohlen* mittelst Kohlensäure, wie vielfach vorgeschlagen wurde, hält die Commission nicht für praktisch, weil dieses Gas keinen kühlenden Einfluss hat. Sie ist vielmehr der Ansicht, dass bei Bränden von grösseren Kohlenmassen zum Löschen nur Wasser oder Dampf mit Aussicht auf Erfolg verwandt werden kann. Um grössere Bunker in solchen Fällen nicht ganz unter Wasser setzen zu müssen, hat man sie vielfach durch Dampfrohre mit den Kesseln in Verbindung gebracht. Beim Ausbruche eines Feuers werden die Absperrventile dieser Rohre geöffnet und der Dampf strömt zwischen die brennenden Kohlen. Löschen brennender Kohlen.

22) Da trotz dieser Vorschriften die Abnahme der Fälle von Selbstentzündung der Kohlen und Explosion ihrer Gase von 1875 bis jetzt nur eine sehr geringe gewesen ist, so schlägt ROWAN*) zu denselben noch folgende Zusätze vor: Vorschläge von Rowan.

a. In verschiedenen Abständen sind zwischen die Kohlen irgend welche Vorrichtungen, wie Strahlapparate oder Flügelräder zu vertheilen, welche, falls die Temperaturzunahme den Eintritt einer chemischen Veränderung der Kohlen befürchten lässt, in Thätigkeit gesetzt werden, um die sich entwickelnden warmen Gase zwischen den Kohlen herauszusaugen und hierdurch die Selbstentzündung zu verhüten. Absaugen warmer Gase.

b. Ehe die Kohlen verladen werden, müssen sie in einem eigens hierfür hergerichteten Trockenhause einer Temperatur von ca. 65° C. etwa 24 Stunden lang bis zu 7—8 Tagen, je nach der Art ihrer Beschaffenheit, ausgesetzt werden, worauf sie, gegen Feuchtigkeit geschützt, wieder abkühlen. Durch dieses Verfahren werden alle von den Kohlen absorbirten Gase und alle ihnen an- Trocknung der Kohlen.

*) TH. ROWAN. Coal. Spontaneous combustion and explosions. London 1882.

haftende Feuchtigkeit entfernt, so dass die Möglichkeit einer späteren Oxydation der Kohlen ausserordentlich verringert wird. Bei der Kostspieligkeit dieses Verfahrens ist indessen wohl kaum Aussicht vorhanden, dass es jemals allgemein eingeführt wird.

Aufbewahrung des Oeles in Bunkern.

23) **III. Unterbringung der flüssigen Heizstoffe.** Die besten Fingerzeige für die Aufbewahrung der flüssigen Heizstoffe an Bord findet man in den von der russischen Regierung erlassenen Vorschriften*) über die Heizung mit Erdölrückständen auf den Dampfern des Kaspischen Meeres, sowie in den Constructionen**), welche in neuerer Zeit auf Schiffen ausgeführt wurden, bestimmt, das Petroleum nicht mehr in Fässern oder Kisten, sondern unmittelbar in ihren Räumen über den Ocean zu befördern***). Hiernach wären zunächst zu beobachten folgende

Allgemeine Erfahrungen.

24) **Gesichtspunkte für die Ausführung von Oelbunkern.** Während man bisher das Oel an Bord beständig in einzelnen Behältern unterbrachte, deren Gewichte recht beträchtlich waren, lässt sich aus den Erfahrungen mit den in neuerer Zeit erbauten Tankschiffen für den Petroleumversandt der Schluss ziehen, dass man die flüssigen Heizstoffe ebenso wie die Kohlen in Bunkern unterbringen kann, wenn man nur dabei berücksichtigt:

a) die Ausdehnung des Oeles bei Temperatursteigerungen,
b) die Verluste an Oel infolge des Durchdringens der Nietnähte,
c) die Absonderung des im Oele vielfach enthaltenen Wassers,
d) die Beeinflussung der Stabilität des Schiffes durch die theilweise entleerten Bunker,
e) die Abführung der aus dem Oel entweichenden Gase,
f) die Fernhaltung des Oeles von den Heizräumen,
g) die Erwärmung des Oeles bei starkem Frost.

Ausdehnung.

25) a. *Die Ausdehnung des Oeles* bei einer Steigerung der Temperatur, welche durch die strahlende Wärme der Kesselfeuerungen sowie auch durch tropische Hitze in den Bunkern zu erwarten steht, ist sehr beträchtlich. Der Ausdehnungscoefficient der verschiedenen Oele schwankt nach den Untersuchungen von ST. CLAIRE DEVILLE etwa zwischen 0,0007 bis 0,0009, so dass eine Temperaturzunahme von 22 bis 23 ° C. genügt, um eine Volumzunahme des Oeles von 1,5 bis 2 % hervorzurufen. Sollen daher die Bunker beim Beginn der Reise ganz gefüllt sein und dies auch aus Stabilitätsrücksichten bis auf den gerade den Heizstoff liefernden Bunker bleiben, so

*) ST. GULISCHAMBAROW. Neftjanoe otoplenje parochodow i parowosow. (Die Naphtaheizung auf Dampfschiffen und Locomotiven.) St. Petersburg 1883. S. 135.

**) Engineering 1886. II. S. 107.

***) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1886. S. 1083.

müssen sie mit Vorrichtungen versehen sein, welche bei steigender Temperatur eine Vergrösserung, bei abnehmender eine Verringerung ihres Inhaltes ermöglichen.

26) b. *Die Verluste* entstehen durch die Eigenschaft des Oeles, selbst durch Fugen und Nähte hindurchzusickern, welche gegen Wasser vollständig dicht sind. Diese Eigenschaft nimmt indessen mit der grösseren Dickflüssigkeit des Oeles ab, ist also bei den Brennölrückständen schwächer als bei dem Brennöl selbst. Bei letzterem schätzt man nach den bisherigen Erfahrungen den beim Versandt in Fässern entstehenden Verlust auf etwa 2 % seines Gesammtgewichtes. In Bunkern, in denen auf die Volumeneinheit des Oeles eine viel geringere Nahtlänge entfällt, als bei Fässern, ist dieser Verlust bei sorgfältiger Nietung erfahrungsmässig viel kleiner. Es lässt sich demnach wohl annehmen, dass die durch die Nietnähte der Bunker sickernden Brennölrückstände 1 % ihres Gewichtes kaum erreichen werden. Verluste.

27) c. *Die Absonderung des im Oel enthaltenen Wassers* während seines Aufenthaltes in den Bunkern ist zur Verminderung von späteren Betriebsstörungen, wie Dämpfung oder Verlöschen der Flamme, sowie zur Verhinderung von Wärmeverlusten unbedingt erforderlich. Dieses Wasser ist dem Oele mechanisch beigemengt, und zwar theils durch atmosphärische Niederschläge während des Versandts in den Eisenbahnwagen, theils aber auch durch Wasser, welches von aussen eingedrungen ist, als das Oel in Leichterprähmen u. s. w. fortgeschafft wurde. Absonderung des Wassers.

28) d. *Die Beeinflussung der Stabilität des Schiffes* kann namentlich bei gefüllten grossen Querbunkern so weit gehen, dass sie gefährlich wird. Setzt man eine gewisse Entleerung des Querbunkers voraus, welche gestattet, dass das Oel bei einer Neigung des Schiffes (siehe Tafel 5, Fig. 3) von der austauchenden Seite OHS nach der eintauchenden $O_1 H_1 S$ herüberfliessen kann, so ändert sich in dem überliegenden Schiffe nicht blos die Lage des Deplacementsschwerpunktes von B in B_1, sondern auch die des Systemschwerpunktes von G in G_1. Die durch B_1 gehende senkrechte Auftrieblinie schneidet die Mittellinie des Schiffes in M, die durch G_1 gehende senkrechte Schwerlinie schneidet sie in A, so dass jetzt AM das Mass für das aufrichtende Moment des Schiffes bildet. Diese effective metacentrische Höhe ist um das Stück GA geringer, als sie bei ganz gefülltem Bunker, welcher keine Veränderung in der Lage des Systemschwerpunktes G ermöglicht, also bei GM, sein würde. Sie wird noch mehr verringert, wenn das Schiff (siehe Tafel 5, Fig. 4) unterhalb des Bunkers einen Doppelboden oder leere Ballasttanks besitzt, in welche das Oel in grösserer Menge Beeinflussung der Stabilität.

in Folge von Undichtheiten entweichen und nach der eintauchenden Schiffsseite hinüberfliessen kann.

Abführung der Gase.

29) e. *Die Abführung* der aus dem Oel infolge von Erwärmungen und Erschütterungen entweichenden Gase, welche sich an der Oberfläche eines in der Entleerung begriffenen Bunkers ausbreiten, ist unbedingt erforderlich, um die sonst beständige Explosions- und Feuersgefahr zu vermeiden.

Fernhaltung des Oeles von den Bunkerwänden.

30) f. *Die Fernhaltung des durch die Bunkerwände sickernden Oeles* von den Heizräumen ist aus ganz gleichen Gründen eine ebenso unumgängliche Forderung, wie die vorstehende. Ausserdem würde aber auch der durchdringende und höchst unangenehme Geruch des auströpfelnden, verdunstenden Oeles für das Maschinenpersonal auf die Dauer unerträglich sein.

Anwärmen des Oeles.

31) g. *Die Erwärmung des Oeles* bei starkem Froste oder bei Reisen in hohen Breiten ist nöthig, um es für die Zerstäubung dünnflüssig genug zu erhalten; bei einer Lufttemperatur von — 12 ° C. muss sie unbedingt eintreten. Durch diese Erwärmung sondert sich gleichzeitig das dem Oele mechanisch beigemengte Wasser sowie jede andere grobe Verunreinigung ab.

Einrichtung der Oelbunker.

32) **Bau und Einrichtung der Oelbunker.** Aus vorstehenden Erwägungen sowie aus den erwähnten russischen Vorschriften lassen sich für den Bau von Oelbunkern folgende Lehren ziehen:

Verwendung von Holz ausgeschlossen.

33) *α*. Holz darf für die Wände, Böden oder Decken der Oelbunker als zu gefährlich nicht verwendet werden.

Doppelte Schottwände.

34) *β*. Neue Schiffe, welche sofort mit Oelbunkern ausgerüstet werden sollen, müssen doppelte Schottwände an allen den Kessel- und Maschinenraum begrenzenden Stellen erhalten. Es empfiehlt sich, deren Zwischenraum beständig mit Wasser gefüllt zu halten oder doch an ihrer tiefsten Stelle einen Sammelbehälter anzubringen, in welchen das durch die Bunkerwand gesickerte Oel zusammenfliessen und aus dem es von Zeit zu Zeit durch eine besondere Pumpe entfernt werden kann. Etwa in diesem Zwischenraum oder dieser Isolirschicht, falls sie nicht mit Wasser gefüllt ist, entstehende Gase werden durch einen Dampfstrahlapparat (Ejektor) herausgeschafft. Schleusenschieber oder andere Oeffnungen dürfen in die Wände der Isolirschicht nicht eingebaut werden. Ueberhaupt muss alles geschehen, um das Eindringen des Oeles in die Kessel- und Maschinenraumbilge zu vermeiden.

Vernietung der Aussenhaut.

35) *γ*. Die Aussenhaut und der Doppelboden können bei neuen Schiffen unmittelbar die Begrenzung der Oelbunker bilden, wenn sie an diesen Stellen ähnlich wie Kessel genietet und nachher einer Kaltwasserdruckprobe mit dem doppelten des Druckes, welchen sie später auszuhalten haben, unterworfen werden. In dieser

Weise führt ARMSTRONG*) seine Oelschiffe nach Angaben von SWANN aus. Als Beispiel einer für ein Oelschiff von GRAY & CO.**) in Westhartlepool angewendeten Vernietung mögen folgende Daten dienen: In dem inneren Doppelboden, welcher die untere Begrenzung des Oelraumes bildete, und dessen Bleche 15 mm stark waren, hatten die Nieten 16 mm Durchmesser und standen 57 mm aus einander. In den Aussenhautblechen, welche 16 bis 17,5 mm stark waren, besassen die Niete 22 mm Durchmesser und standen in den Längsnähten 63,5 mm bezw. 70 mm, hingegen in den Stössen 70 mm bezw. 76 mm aus einander. Wo 19 mm-Niete verwendet wurden, standen sie 60 mm bis 63,5 mm aus einander. Die Niete zwischen Spantwinkeleisen und Aussenhaut besassen eine Entfernung von 152 mm bezw. 165 mm. In den Querschotten waren die Ueberlappungen mit 16 mm starken Nieten, welche einen Abstand von 57 mm hatten, genietet. Diese dichte Nietung verbunden mit gutem Uebereinanderpassen der womöglich an Ort und Stelle gebohrten und dann allseitig ausgesenkten Nietlöcher, sauberer Nietung und sorgfältigem Verstemmen aller Niete und Nähte verbürgt die praktisch erforderliche Oeldichtigkeit.

36) ε. Die Decks müssen, soweit sie die Begrenzung der Bunker bilden, aus Eisenblechen bestehen, welche ebenso wie die Aussenhaut und der Doppelboden öldicht zu nieten sind. Es empfiehlt sich, auf das eiserne Deck, falls es beplankt werden soll, eine Schicht Filz oder Cement zu legen und die Decksplanken an ihren unteren und Seitenflächen mit Leim oder Firniss zu überziehen, um möglichst zu verhindern, dass sie mit durchsickerndem Oel getränkt werden. Sicherer gegen Feuersgefahr ist es aber, wenn eine solche Beplankung unterbleiben kann. An die Stelle der sonstigen Kohlenlöcher sind in die Bunkerdecks fest verschliessbare Mannlöcher zum Befahren der Bunker zu schneiden. *Decks oberhalb der Oelbunker.*

37) ζ. Die bisherigen Kohlenbunker, auch wenn sie wasserdicht abgeschottet wurden, können, weil sie nicht dicht genug sind, nicht ohne weiteres als Oelbunker benutzt werden. Sie müssen vielmehr rings herum mit einer doppelten, sorgfältig dicht genieteten Wandung versehen werden. Es sind mit anderen Worten sauber gedichtete Tanks in dieselben einzubauen, welche sich der Gestalt der Bunker möglichst anzuschmiegen haben, wenn Raumverschwendung vermieden werden soll. *Verwendung von Kohlenbunkern zur Aufnahme von Oel.*

38) η. Alle Bunker müssen mit selbstthätig wirkenden Füllvorrichtungen versehen werden, damit sie so lange vollständig gefüllt bleiben, bis ihr Inhalt zum Heizen benutzt wird. Wie schon erwähnt, tritt eine gewisse Entleerung der Bunker durch die Zusammen- *Selbstthätige Füll-vorrichtungen.*

*) Engineering 1886. II. S. 114.
**) Engineering 1886. II. S. 111.

ziehung des Oeles bei Temperaturerniedrigung ein, und ausserdem entweicht beständig etwas Oel durch die Aussenhautnähte in See und diffundirt, ohne dass das Wasser von aussen durch die wasserdichte Nietung in das Schiff eindringen könnte. Bei schlechtem Wetter geräth das Oel in einem solchen theilweise entleerten Bunker in lebhafte Bewegung, strengt hierdurch das ohnehin schon stark beanspruchte Schiff noch mehr an, um endlich durch die gelockerten Verbindungen in erhöhtem Masse zu entweichen. Diesen Uebelständen wird durch beständige Füllung der Bunker entgegengetreten, indem man sie entweder zusammen oder vielleicht noch besser getrennt mit einem höher liegenden Oelbehälter in Verbindung setzt, welcher nicht nur die durch Leckagen oder Zusammenziehung eintretende Volumenverminderung des Oeles ausgleicht, sondern auch bei Erwärmung des Oeles das durch seine Ausdehnung aus den Bunkern zurücktretende Oel aufnimmt. Je kleiner der Flüssigkeitsspiegel in diesem Behälter gehalten werden kann, um so weniger wird er die Stabilität des Schiffes beeinflussen. Am zweckmässigsten werden cylindrische, bis zum nächsten Deck reichende, eine entsprechende Menge Oel enthaltende Aufbauten auf die Bunker sein.

Längsschotte für Querbunker.

39) ϑ. Etwa nöthig werdende Querbunker müssen durch Längsschotte in zwei oder mehrere Abtheilungen getrennt werden, damit sie, wenn in der Entleerung begriffen, durch Veränderungen des Oelspiegels bei Neigungen des Schiffes dessen Stabilität möglichst wenig verringern.

Lüftungsrohre.

40) ι. Jeder Bunker muss an seiner höchsten Stelle mit einem Lüftungsrohr in Verbindung stehen, welches entweder unmittelbar oder nach seiner Vereinigung mit einem aus mehreren solcher Zweigrohre gebildeten Hauptrohr an Deck geführt ist und dort in gehöriger Höhe wie ein Ventilatorkopf endigt. Um etwa mögliche Entzündungen der ausströmenden Gase zu verhüten, sind die Mündungen der Ventilationsrohre mit Drahtgaze zu verschliessen. An einer möglichst tiefen Stelle des Bunkers muss das Saugrohr der Dampfpumpe münden, welche das Oel in den über den Feuerungen liegenden Behälter fördert, aus dem es in die Zerstäuber fliesst. Ausserdem muss jeder Bunker ein Füllrohr erhalten.

Sammelkästen.

41) $\varkappa$. Jeder Bunker muss an seiner tiefsten Stelle mit einem Sammelkasten für das abgesonderte, dem Oel mechanisch beigemengte Wasser versehen werden, welcher mit einer Lenzpumpe oder einem Ejektor in Verbindung zu setzen ist.

Dampfschlangen.

42) λ. Durch die Bunker eines in hohen Breiten fahrenden Dampfers ist eine Dampfschlange behufs Erwärmung des Oeles und Absonderung des beigemengten Wassers zu legen.

43) μ. Die sorgfältig bekleideten Kessel müssen mindestens 45 cm von der Bunkerwand entfernt bleiben, um letztere nicht zu stark zu erwärmen. Abstand der Kessel.

44) ν. Die Bunker sind an ihren unteren Theilen mit Oelstandsgläsern zu versehen, damit man erkennen kann, wann sie entleert sind. Oelstandsgläser.

45) **IV. Ueberwachung des Oeles.** Die, namentlich auf Dampfern des Kaspischen Meeres, wiederholt vorgekommene Entzündung des Oeles hat man vielfach auf Selbstentzündung zurückzuführen gesucht, während sie in der leichten Entflammbarkeit des Oeles und besonders in der grossen Unvorsichtigkeit, mit der man es behandelte, ihren Grund hatte. Nach den Untersuchungen von BUTLEROW und SININ ist eine Selbstentzündung des Erdöles nicht möglich, weil es an seiner Oberfläche keine Gase verdichtet und von seinen Bestandtheilen keiner den Sauerstoff der Luft aufnimmt, vielmehr alle sich gegen jede starke Oxydation wehren. Nur bei Anwesenheit von leicht entzündlichen, fein vertheilten Körpern, wie Sägespänen, Baumwolle u. drgl. m., welche vollständig vom Erdöl durchdrungen sind, kann eine Selbstentzündung eintreten. Um die Gefahren, welche aus der leichten Entzündlichkeit der Oele entspringen, zu beseitigen, hat die russische Regierung verboten, dass Erdöl oder Erdölrückstände an Bord verfeuert werden, deren Entflammungspunkt niedriger als 70° C. liegt, weil die Temperatur des Oeles in den Bunkern oder Behältern durch die Einwirkung der von den Kesseln ausgestrahlten Wärme und der Sonnenhitze über 60° C. steigen kann. Entzündlichkeit des Oeles.

46) Dieses Verbot trifft nur die Verwerthung des rohen Erdöles als Heizstoff, wohingegen seine Rückstände nach der ersten oder Brennöldestillation ebenso wie die anderen zum Heizen benutzten Schweröle einen bei 100° C. liegenden Entflammungspunkt besitzen. Nach Ansicht von GULISCHAMBAROW würde man aber auch Rohöl verfeuern können, sofern nur die nöthige, bei Besprechung der Eigenschaften des Rohöles § 19, 16 schon erwähnte Vorsicht des Verdunstens seiner leichtflüchtigen Theile nicht ausser Acht gelassen würde, und für die Richtigkeit dieser Ansicht liefern die Nordamerikaner, die bei ihren Versuchen fast nur Rohöl benutzten, das beste Beispiel. Verwendung von Rohöl.

47) Die Vorsichtsmassregeln, welche man bei der Verwendung des Oeles als Heizmaterial zu beobachten hat, drehen sich alle um den einen Punkt, dass nämlich nicht die Oele an sich, sondern nur die aus ihnen sich verflüchtigenden, durch den Zutritt der Luft ein explosives Gemenge bildenden Gase zu fürchten sind, diese aber auch nur dann, wenn sie mit einer offenen Flamme in Berührung kommen. Werden daher die Oelbunker mit Abzugs- Vorsichtsmassregeln.

röhren für diese Gase versehen, werden sie nach ihrer Entleerung sorgfältig gelüftet und dann erst mit Sicherheitslampen befahren, so liegt namentlich, wenn man kein Rohöl, sondern nur die fast gar keine Gase mehr ausdunstenden Brennölrückstände verfeuert, nicht nur nicht der geringste Anlass für eine Gefahr vor, sondern der Betrieb ist besser gesichert als bei den der Selbstentzündung unterworfenen Steinkohlen. Wenn aber, wie dies von Seiten russischer Maschinisten in unbegreiflichem Leichtsinn geschehen sein soll, mit offenen Handlampen in halbentleerte Oelbehälter hineingeleuchtet wird, so sind schlimme Folgen unausbleiblich.

Warnungstafel. 48) In den Maschinenräumen aller russischen mit Oel heizenden Dampfer muss eine Tafel hängen, welche auf die durch den Gebrauch offenen Lichtes entstehenden Gefahren aufmerksam macht und die Besteigung der Oelräume vor ihrer gründlichen Lüftung verbietet. Die russischen Regierungstechniker sind für die unbedingte Ausführung aller in Bezug auf die Unterbringung der flüssigen Heizstoffe erlassenen Vorschriften an Bord dieser Dampfer verantwortlich.

Zweckmässigstes Verfahren. 49) **V. Aufmessen der Bunker.** Der Inhalt der Bunker wird wie derjenige aller anderen Schiffsräume mit Hülfe der Simpson'schen Regel berechnet. Da die Bunker fast immer zu beiden Seiten der Mittschiffsebene symmetrisch vertheilt sind, so genügt meistens das Aufmessen der auf einer Seite belegenen Bunker und der halben Querbunker für die Ermittelung der unterzubringenden Kohlenmenge. Am bequemsten ist es, wenn sich der Seiten- bezw. halbe Querbunker entweder von Spant zu Spant oder, wie Taf. 5, Fig. 13 und 14 geschehen ist, bei jedem zweiten Spant durch eine Querschiffsebene in eine gerade Anzahl gleich langer Räume zerlegen lässt. Begrenzen die Spanten keine gerade Anzahl von Zwischenräumen, so muss eine Theilung der Bunkerlänge in eine solche gerade Anzahl vorgenommen werden, und die Spantentheilungen lassen sich nicht benutzen.

Berechnung der Querschnitte. 50) Um die Fläche einer jeden dieser Theilungsebenen festzustellen, wird die Höhe h (in Metern) des Querschnittes bei Seitenbunkern an der Bunkerwand, bei Querbunkern mittschiffs (Fig. 13) mit einem Bandmass gemessen und am besten in $n = 10$ gleiche Theile getheilt, welche an der Bunkerwand bezw. an einer senkrechten Latte markirt werden. Mit Hülfe einer andern Latte und einer Wasserwaage werden darauf die Längen x_1 x_2 x_3 u. s. w. der horizontalen Ordinaten für die einzelnen Theilpunkte ebenfalls in Metern ermittelt. Nach der Simpson'schen Regel ist der Inhalt des Querschnittes alsdann:

$$i = \frac{h}{3\,n}\left[x_1 + 4\,(x_2 + x_4 + x_6 + x_8 + x_{10}) + 2\,(x_3 + x_5 + x_7 + x_9) + x_{11}\right] \text{ qm.}$$

51) Sind sämmtliche Querschnitte verschieden, wie dies bei kleineren sehr scharfen Schiffen zuweilen wohl vorkommen kann, so müssen die einzelnen Querschnitte nach der Simpson'schen Regel zusammengefasst werden, um den Inhalt J des Bunkers zu ergeben. Ist l in Metern der gegenseitige Abstand der Querschnitte $i_1\ i_2\ i_3$ und $m\,l$ die ganze Länge des Bunkers, so wird Berechnung der Inhalte.

$$J = \frac{l}{3\,m}\left[i_1 + 4\,(i_2 + i_4 + i_6 + \ldots) + 2\,(i_3 + i_5 + \ldots) + i_{m+1}\right] \text{cbm} \quad (107)$$

52) Gewöhnlich sind bei den immer nahe dem Hauptspant liegenden Bunkern entweder eine Reihe von Querschnitten, wie bei parallelen Mittelschiffen, ganz gleich oder doch so wenig von einander verschieden, dass diese Verschiedenheit ohne merklichen Einfluss auf die Rechnung bleibt. So sind z. B. bei dem hier als Beispiel zu Grunde gelegten Schiff (Fig. 13 und 14) die Spanten 66 bis 76 sämmtlich gleich a, die Spanten 60 bis 65 nahezu gleich b und 56 bis 59 ungefähr gleich c. In solchen Fällen kommt man schneller zum Ziel, wenn man den von gleichen oder ungefähr gleichen Spanten begrenzten Raum als Prisma betrachtet, dessen Inhalt sich aus dem Querschnitt multiplicirt mit der Länge ergiebt. Abkürzung der Rechnung.

53) *Beispiel:* Der Dampfer (Fig. 14) enthält drei Bunker: einen vorderen Querbunker, einen B.-B. und einen St.-B. Seitenbunker. Beim Aufmessen des halben Querbunkers zeigte sich die Höhe $h = 6$ m, und nach Theilung derselben in 10 Theile ergaben sich die in Fig. 13 eingetragenen Ordinatenlängen, wonach der Inhalt der halben Querschiffsebene ist: Beispiel.

$$i = \frac{6}{3 \,.\, 10}\left[5{,}70 + 4\,(5{,}71 + 5{,}75 + 5{,}73 + 5{,}70 + 5{,}00) + 2\,(5{,}72 + 5{,}75 + 5{,}71 + 5{,}50) + 0{,}00\right] \text{qm}$$

$$i = 32{,}52 \text{ qm.}$$

Die ganze Fläche jedes Spantes a beträgt somit 65,04 qm und da der Querbunker 2,4 m lang ist, so stellt sich sein Inhalt auf 156 cbm. — Bis Spant 66 sind nun die Seitenbunkerinhalte leicht zu berechnen. Der Inhalt des zwischen einer doppelten Spantentfernung (1,2 m) liegenden vorderen halben Querbunkers beträgt $\frac{156}{4} = 39$ cbm, wird hiervon der prismatische Raum zwischen Spant 70 bis 72, dessen Grundfläche $A\,B\,C\,D$ als ein Rechteck angesehen werden kann, abgezogen, dann ergiebt sich der Inhalt jedes Seitenbunkers zwischen je 2 Spanten zu:

$$39 - (6 \,.\, 3{,}5 \,.\, 1{,}2) = 13{,}8 \text{ cbm.}$$

54) Es ist ausserordentlich empfehlenswerth, den Inhalt der Kohlenbunker entweder von Spant zu Spant bezw. Decksbalken zu Decksbalken oder mindestens für die doppelte Entfernung zu berechnen, damit die Maschinisten jederzeit in der Lage sind, die Angabe der Bunkerinhalte.

an Bord noch vorhandene Kohlenmenge auf Grund des ihnen mitzugebenden, die betreffenden Rechnungsergebnisse enthaltenden Stauungsplanes (Fig. 14) mit Sicherheit zu schätzen. In den meisten Kriegsmarinen ist die Mitgabe eines solchen Planes an Bord vorgeschrieben. Mit Rücksicht auf die Anfertigung dieses Planes wurden die Bunkerquerschnitte *b* und *c* in dem vorliegenden Dampfer so aufgemessen, wie Fig. 13 ersehen lässt. Die Höhe der Bunkerwand betrug beim Spant *b* 5,5 m, beim Spant *c* 5,2 m und demnach stellten sich die Querschnittsinhalte auf:

$$i_b = \frac{5,5}{3.10}\left[2,0+4\,(2+2,1+2,1+2+1,5)+2\,(2+2,1+2,1+1,9)+0,0\right] = 10,45 \text{ qm}$$

$$i_c = \frac{5,2}{3.10}\left[1,9+4\,(1,9+1,95+1,9+1,85+1,1)+2\,(1,9+1,95+1,9+1,7)+0,0\right] = 8,94 \text{ qm.}$$

Mit der doppelten Spantentfernung von 1,2 m multiplicirt giebt dies zwischen je 2 Spanten einen Raum von

$$10,45 \,.\, 1,2 = 12,5 \text{ cbm}$$

$$8,94 \,.\, 1,2 = 10,7 \text{ cbm.}$$

Der Inhalt jedes Seitenbunkers berechnet sich dann nach Fig. 14 auf 100,3 cbm, beide zusammen auf 200,6 cbm und hierzu der vordere Querbunker von 156 cbm, macht im Ganzen: 356,6 cbm. Nimmt man nach § 19, 13 an (Seite 162), dass wegen der unregelmässigen, mit vorspringenden Winkeleisen bedeckten Wände, der Unmöglichkeit, den Raum bis dicht unter die Decksbalken voll zu stauen und der unvermeidbaren Zwischenräume zwischen den Kohlen, auf 1,3 cbm Bunkerraum nur ein Gewicht von 1 t Kohlen untergebracht werden kann, so fassen die Bunker des Dampfers $\frac{356,6}{1,3} = 275$ t Kohlen. — In der deutschen Marine werden die Kohlen beim erstmaligen Füllen der Bunker eines neuerbauten Schiffes sorgfältig verstaut und gewogen, um einen Vergleich mit dem Vermessungsergebniss zu ermöglichen. Je nach der Beschaffenheit der Räume und der Kohlen fassen dann die Bunker durchschnittlich etwa 3 bis 4 % mehr als der vorstehend durchgeführten Rechnung entspricht.

§ 24.

Verwendung flüssiger Heizstoffe in Schiffskesseln.

Zweck.

1) Da in neuerer Zeit trotz früherer fehlgeschlagener Versuche nicht nur in den Petroleumländern Nordamerika und Russland, sondern auch in England und Frankreich wieder grosse Anstrengungen gemacht werden, die Oelheizung auf Dampfern, besonders auf

Torpedobooten zur Einführung zu bringen, so dürfte die folgende unpartheiische Gegenüberstellung ihrer Vorzüge und Nachtheile für viele Kreise von Interesse sein.

2) **I. Als Vorzüge der Oelheizung gegenüber der Kohlenfeuerung**, welche besonders bei den neueren schnellen Kriegsschiffen ins Gewicht fallen, lassen sich aufzählen: Aufzählung der Vorzüge.

a) die Schnelligkeit und Billigkeit des Anbordbringens,
b) die Unterbringung des Oeles in sonst nicht benutzbaren Räumen,
c) die Verminderung des Heizerpersonales,
d) die grössere Verdampfungskraft,
e) die vollkommenere Verbrennung,
f) die bessere Lüftung der Heizräume,
g) die grössere Manövrirfähigkeit der Maschinen,
h) die längere Lebensdauer der Kessel,
i) die Einfachheit und Genauigkeit des Messens.

3) a. **Die Schnelligkeit und Billigkeit des Anbordbringens** ist so gross, dass nach TWEDDEL *) die Dampfer des Kaspischen Meeres in 3 bis 4 Stunden 800 bis 1000 t Oel übernehmen, welche Zeit sich bei weniger mangelhaften Einrichtungen noch mehr verkürzen lässt. Ein Torpedoboot, welches höchstens 20 t flüssiger Heizstoffe überzunehmen hätte, könnte demnach in wenigen Minuten damit fertig sein und um eine ganze Flottille mit neuem Brennstoff zu versehen, würde man nicht mehr Zeit gebrauchen, als heute erforderlich ist, um ein einziges Boot zu kohlen. Schnelligkeit des Anbordbringens.

4) b. **Die Unterbringung des Oeles in solchen Schiffstheilen**, welche für die Ladung oder andere Zwecke unbrauchbar sind, bilden z. B. die Wasserballasttanks der grossen Frachtdampfer, der Doppelboden der Panzerschiffe sowie die fest einzudeckenden Kielräume vor und hinter dem Kessel- und Maschinenraum auf allen Dampfern. Eine solche Raumausnutzung wird durch die Einschränkung der Bunker, namentlich in kleineren Fahrzeugen, eine bequemere und zugänglichere Aufstellung der Maschine ermöglichen. Unterbringung im Kielraum.

5) c. **Die Verminderung des Heizerpersonales** und der körperlichen Anstrengung der Heizer erklärt sich dadurch, dass das Oel aus den Bunkern durch eine Dampfpumpe in den über den Feuerungen liegenden Behälter geschafft wird, aus welchem es in die Zerstäuber fliesst, also werden zunächst die sonst nöthigen Kohlentrimmer erspart. Weiter ist für jeden der an Bord befindlichen Heizräume auf jeder Wache nur 1 Heizer erforderlich, welcher die Zerstäuberhähne regelt und für die richtige Höhe des Wasserstandes sorgt. Die Dampfer des Kaspischen Meeres haben nach TWEDDEL ge- Verminderung des Heizerpersonales.

*) Journal of the united service institution. Mai 1885. S. 698.

wöhnlich nur einen Heizer und 2 Jungen auf der Wache. Die allergrössten Dampfer, welche zusammenhängende Heizräume besitzen, brauchten demnach nur 1 Heizer und 3 bis 4 Jungen für jede Wache, würden also mit 3 Heizern und 10 bis 12 Jungen auskommen, während sie jetzt ein Heizer- und Kohlentrimmer-Personal von 60 bis 80 Mann an Bord haben, welche den Dampfergesellschaften, schlecht gerechnet, durchschnittlich im Jahr 1200 Mk. für den Kopf an Löhnung und Verpflegung kosten. Welche Summen die grossen Dampfergesellschaften durch die Einschränkung des Heizerpersonales ersparen würden, ist hiernach leicht zu berechnen. — Auf Torpedobooten würde man mit *einem* Heizer statt der jetzt üblichen zwei auf jeder Wache auskommen, und da der Heizer körperlich nur sehr wenig zu arbeiten hat, so müssen sich die Leute in schlechtem Wetter besser halten als bisher, wo erfahrungsmässig zuerst die schwer arbeitenden Heizer erschöpft werden.

Grössere Verdampfungskraft.

6) d. **Die grössere Verdampfungskraft** der flüssigen Heizstoffe, welche sich zu der der Steinkohle etwa wie 7 : 4 verhält, gestattet den Dampfern entweder eine Verminderung des mitzuführenden Gewichtes an Heizmaterial, wenn die gleiche Strecke, wie bei Kohlenfeuerung, durchdampft werden soll, oder eine Verlängerung dieser Strecke, wenn ein gleiches Gewicht an Oel wie früher an Kohlen eingenommen wird. Ein neueres Torpedoboot, welches beispielsweise mit seinem Kohlenvorrath unter Innehaltung einer bestimmten Geschwindigkeit 4000 Seemeilen zurücklegen könnte, wird, wenn es statt der Kohlen dasselbe *Gewicht* Oel an Bord nimmt, 7000 Seemeilen, oder wenn es den gleichen *Raum* voll Oel füllt, 7500 Seemeilen durchlaufen können, weil 1 t Kohlen an Bord 1,25 cbm, 1 t Brennölrückstände aber nur 1,11 cbm einnimmt. Mit Hilfe der Oelfeuerung lässt sich also der Aktionskreis der Torpedoboote nahezu verdoppeln.

Vollkommenere Verbrennung.

7) e. **Die vollkommenere Verbrennung** der flüssigen Heizstoffe verhindert die Bildung von Rückständen und Rauch. Durch die rückstandslose Verbrennung entfällt die Schlacken- und Aschenbildung; man braucht also die Feuer nicht zu reinigen und auch die Rohre nicht mehr zu fegen. Der erstere Umstand ist besonders wichtig für Torpedoboote, die meistens nur eine Feuerung besitzen, welche bei Kohlenfeuerung gewöhnlich nach 6stündigem, höchstens aber nach 10stündigem angestrengtem Dampfen verschlackte Roste aufweist. Eine Reinigung des Rostes ist dann, wenn nicht der Dampfdruck und die Fahrgeschwindigkeit immer mehr abnehmen sollen, unbedingt erforderlich. Diese Reinigung ist aber bei der tiefliegenden, in den neuesten Torpedobooten nahezu 4 qm grossen Rostfläche, auf welcher in den 10 Stunden etwa 12 t Kohlen mit

Hinterlassung von im günstigsten Falle mindestens 150 bis 200 kg Schlacke verbrannt worden sind, nicht so schnell ausführbar, und während derselben erleidet das Boot infolge der gehemmten Dampfbildung einen empfindlichen Geschwindigkeitsverlust. Ein weiterer Fahrtverlust tritt durch das Ansetzen der weiter hinten bei Besprechung der Feuerungen mit künstlichem Zuge und Unterwind eingehend erwähnten *Schwalbennester* vor den Rohrmündungen ein, und da endlich bei einer Fortsetzung der schnellen Fahrt die Reinigung des Feuers in kürzeren Zwischenpausen wiederholt werden muss, weil sich die Roste nicht mehr ganz schlackenfrei herrichten lassen, so ist es klar, dass ein grösserer, wenn auch etwas langsamer als das Torpedoboot laufender Torpedobootjäger, welcher auf jeder Wache eines seiner Feuer reinigen kann und daher weniger an Geschwindigkeit einbüsst, das Torpedoboot nach mehrstündiger Jagd unfehlbar überlaufen wird. Verfeuert das Torpedoboot indessen flüssige Heizstoffe statt Kohlen, so kann es ohne Aufenthalt mit ungeminderter Geschwindigkeit tagelang durchdampfen und wird jedem Jäger enteilen.

8) Der Fortfall des höchst lästigen, stets mit Schmutzerei verbundenen, im Gefechte sogar meistens unausführbaren Ueberbordschaffens von Schlacke und Asche, sowie das Aufhören des Körper und Kleider verbrennenden Entweichens von Funken und Flugasche aus dem niedrigen Schornstein bei stark gesteigertem Zuge, von welchem jeder, welcher längere Zeit auf einem Torpedoboote zubringen musste, gewiss keine angenehme Erinnerung mitnimmt, soll hierbei gar nicht besonders in Betracht gezogen werden. Fortfall der Rückstände.

9) Von grossem militärischem Werth ist dagegen die Einstellung des Rauchens. Das Torpedoboot, welches sich nicht durch seine Rauchsäule verräth, wird am Horizont sehr schwer zu entdecken und daher beständig im Vortheil sein, weil es selbst alle anderen Dampfer an ihren Rauchsäulen erkennen kann. Wie gewaltig und verrätherisch diese den Schornsteinen selbst bei Verwendung der besten Kohlen entweichenden Rauchmassen sind, wenn zur Erhöhung der Schiffsgeschwindigkeit plötzlich der künstliche Zug angestellt wird, haben die Engländer nach den Berichten der Times im Sommer 1887 gelegentlich ihrer Flottenmanöver wieder erfahren. Da man ferner durch plötzliche Absperrung der Luft bei der Oelfeuerung sofort einen schwarzen undurchdringlichen Rauch erzeugen kann, so lässt sich dieser Umstand nach der nicht widerlegten Meinung des Kapitän CURTIS *) der englischen Marine dazu benutzen, um auf sehr weite Entfernungen nach dem Morsesystem Rauchsignale zu geben. Rauchlose Verbrennung.

*) Journal of the united service institution. Mai 1885. S. 696.

Bessere Lüftung der Heizräume.

10) f. **Die bessere Lüftung der Heizräume** entsteht durch das kräftige Ansaugen der Luft seitens der Zerstäuber sowie durch geringere Wärmestrahlung. Steigt man nach TWEDDEL*) bei einer Hitze von 40° C. im Schatten in den Kesselraum hernieder, so merkt man darin kaum eine Zunahme der Temperatur gegenüber der an Deck herrschenden, wenn Oel verfeuert wird; während die Heizraumtemperatur bei Kohlenheizung mit natürlichem Zuge unter gleichen Umständen auf 55° bis 60° C. steigt. Dabei brauchen sich die Heizer im ersten Falle fast gar nicht anzustrengen, während sie im zweiten sehr stark arbeiten müssen, so dass sie alle Augenblicke an Deck kommen, um Luft zu schnappen. Für Dampfer, welche sich beständig in den Tropen aufhalten, wäre die Oelheizung daher sehr zu empfehlen.

Grössere Manövrirfähigkeit der Maschine.

11) g. **Die grössere Manövrirfähigkeit der Maschine** lässt sich durch die sofort erreichbare Verstärkung, Verminderung oder Einstellung des Feuerns und die hiervon abhängige Dampfbildung erreichen. Bei der Kohlenfeuerung muss man behufs plötzlicher Verminderung der Dampfbildung, wenn das Abblasen der Sicherheitsventile vermieden werden soll, die Feuer- und Rauchkammerthüren öffnen, um kalte Luft in den Kessel strömen zu lassen, wodurch dieser bekanntlich ausserordentlich leidet; hingegen vergeht wieder eine geraume Zeit, um ein auf diese Weise ertödtetes Feuer in lebhafteres Brennen zu bringen. Beides vollzieht sich aber bei Zerstäubern unter gleichzeitiger Schonung des Kessels durch einfaches Oeffnen und Schliessen der Dampf- und Oelhähne sehr schnell.

Längere Lebensdauer der Kessel.

12) h. **Die längere Lebensdauer der Kessel** ist hauptsächlich dem seltenen Oeffnen der Feuerthüren zuzuschreiben, wodurch der Eintritt kalter Luft in die Feuerungen und die daraus entspringende plötzliche Abkühlung der inneren Kesseltheile mit ihren schädlichen Folgen vermieden wird. Weniger dürfte es in's Gewicht fallen, dass die Erdöle keinen Schwefel enthalten**), weswegen die Feuerungsbleche nicht so stark angegriffen werden, als beim Heizen mit Steinkohlen, deren Schwefelgehalt in Folge der Bildung von Schwefeloxyden zerstörend auf das Eisen wirkt.

Einfachheit des Messens.

13) i. **Die Einfachheit und Genauigkeit des Messens** der Oele, sowohl beim Anbordnehmen wie beim Auffeuern, muss einerseits die Klagen über falsches Gewicht verstummen machen, welche jetzt beim Kohlenkaufe nicht so selten sind, andererseits aber eine bessere Aufsicht über den Brennstoffverbrauch bei Abnahmeprobefahrten ermöglichen.

Aufzählung der Nachtheile.

14) **II. Die Nachtheile, welche die Oelheizung im Gefolge hat,** und die den zum Theil sehr glänzenden Vorzügen dennoch vollkommen die Waage halten, sind:

*) Journal of the united service institution. Mai 1885. S. 697.

**) Verhandlungen des Vereines zur Beförderung des Gewerbfleisses. 1887. S. 546.

a) die Anlage von Oelbehältern und Rohrleitungen,
b) das durch die Zerstäuber verursachte sehr starke Geräusch,
c) die Entzündlichkeit des Oeles,
d) die geringe Menge des zur Verfügung stehenden Oeles,
e) der hohe Preis des Oeles.

15) a. **Die Anlage von Oelbehältern und Rohrleitungen** statt der jetzigen Kohlenstationen ist nöthig, um die vorher angeführte Schnelligkeit des Anbordbringens des Oeles zu gewährleisten. Diese Oelstationen brauchen indessen nicht so zahlreich zu sein, wie die Kohlenstationen, weil Dampfer mit Oelfeuerung mit ihrem Brennstoffe weiter reichen, als solche, die mit Kohlen heizen. Die Anlage- und Unterhaltungskosten solcher Stationen mit guten dichtschliessenden eisernen Oelbehältern, mit Pumpvorrichtungen zum Füllen und einer möglichst verzweigten Rohrleitung zum Entleeren, um den Brennstoff gleichzeitig recht vielen Schiffen zuführen zu können, werden diejenigen von Kohlenstationen, bei welchen die Kohlen im wohlunterhaltenen Schuppen mit Ladebühnen, Schüttvorrichtungen u. s. w. lagern, nicht sehr beträchtlich übersteigen. Die Bedienungsmannschaft einer Oelstation ist dagegen verschwindend klein gegenüber derjenigen einer Kohlenstation, weil der Transport des Oeles bei ihr nur mechanisch, der der Kohlen indessen fast nur durch Handarbeit bewirkt wird. Hält man die Vorzüge der Oelfeuerung militärisch für wichtig genug, so wird sie an den Ausgaben für die Oelstationen gewiss nicht scheitern. Anlage von Oelstationen.

16) b. **Das durch die Zerstäuber verursachte sehr starke Geräusch** ist für Passagierdampfer höchst lästig, für Torpedoboote indessen geradezu verderblich. Dieses sowohl bei den mit Dampf als mit Pressluft angetriebenen Oelzerstäubern gleich starke und nur durch Einschränkung der Dampferzeugung verringerbare Geräusch ist der Hauptvorwurf, der namentlich militärischerseits gegen die Oelheizung erhoben wird. Erst wenn die gewöhnlich auf 1,3 bis 1,5 kg/qcm Ueberdruck gehaltene Spannung des zum Zerstäuben des Oeles benutzten Dampfes bezw. der Pressluft bis auf etwa 0,5 kg/qcm gesunken ist, wird das Geräusch in den Feuerungen ein das allgemeine Geräusch der Maschinen und Pumpen nicht mehr besonders übertäubendes, dann ist aber auch infolge der geringen Verdampfung die Fahrgeschwindigkeit des Dampfers nur eine sehr mässige. Geräusch der Zerstäuber.

17) c. **Die Entzündlichkeit des Oeles** kann bei einschlagenden Geschossen eine Feuersbrunst herbeiführen. Hiergegen lässt sich einwenden, dass man das Oel bequem unterhalb der Wasserlinie lagern könnte, wo es verhältnissmässig geschützt ist; ausserdem müsste noch durch Schiessversuche festgestellt werden, ob Oel in einem Behälter wirklich Feuer fängt, wenn ein Granatsplitter ihn Entzündlichkeit.

durchschlägt. Man muss bei Oelheizung allerdings den Schutz aufgeben, welchen die über Wasser liegenden Kohlenbunker für den Kessel gewähren; aber dieses Opfer ist so gross nicht, denn die dünnen Bunkerwände und die nicht sehr breite Kohlenschicht können gegenüber der verheerenden Wirkung der neueren Sprenggeschosse als Schutzwand ernstlich kaum in Betracht kommen.

Verwendung dickflüssiger Oele.

18) Es möge hier noch erwähnt werden, dass Admiral SELWYN nur sehr schweres Oel von 1,050 bis 1,060 spec. Gew. an Bord verwenden will, welches also ein grösseres spec. Gewicht als Meerwasser (1,026) besitzt. Die Vortheile dieses Vorgehens liegen auf der Hand. Das dickflüssige schwere Oel ist weniger leicht entzündlich, enthält keine flüchtigen Gase mehr, brennt ob seiner Dickflüssigkeit sparsamer als dünnflüssiges, und fliesst nicht vollständig in das Meer aus, wenn eine Bunkerwand dicht unter der Wasserlinie durchschossen werden sollte, wie dies die leichteren Oele thun würden. Man kann daher das zurückbleibende schwere Oel von unten weiter zum Brennen abzapfen und den Bunker voll Wasser laufen lassen, wodurch sich die Schwimmfähigkeit des Fahrzeuges hebt, da der jetzt mit Wasser angefüllte Raum weniger wiegt, als der früher voll Oel stehende. Einen angeschossenen Kohlenbunker hingegen muss man sofort absperren, kann seinen Inhalt nicht weiter benutzen und wird durch das eindringende Wasser eine Einbusse an Schwimmkraft erleiden.

Geringe Menge des Oeles.

19) d. **Die geringe Menge** der für Heizzwecke zur Verfügung stehenden Oele wird ersichtlich, wenn man bedenkt, dass sich die jährliche Ausbeute an Rohöl auf der ganzen Erde auf etwa 6 Millionen Tonnen Erdöl, etwa $^3/_4$ Millionen Tonnen Theer und etwa $^1/_4$ Million Tonnen Schieferöl, also zusammen auf 7 Millionen Tonnen stellt. Unsere heutige Technik, welche diese Oele zu Brennöl, Schmieröl, Benzol, Paraffin u. s. w. verarbeitet, kann sie nicht entbehren; sie kann zu Heizungszwecken nur die minderwerthigen, hoch gerechnet 20 % des Rohgewichtes betragenden Rückstände abgeben, welche etwa nur den fünften Theil des Bedarfes an Brennstoffen decken können, den die Dampfschifffahrt augenblicklich jährlich verbraucht. Dagegen beansprucht die letztere von den 400 Millionen Tonnen der jährlichen Steinkohlenförderung der Erde ungefähr nur den 33. Theil mit etwa 12 Millionen Tonnen.

Erhöhte Kosten.

20) e. **Die grösseren Kosten** der Oelheizung bilden zur Zeit die Klippe, an welcher alle Bemühungen, sie in weiterem Umfange in der Handelsmarine einzuführen, trotz ihrer wahrhaft blendenden Vorzüge scheitern werden. Nach den augenblicklichen Preisen der Kohlen und der Erdölrückstände stellt sich die Heizung mit letzteren unter Berücksichtigung ihrer höheren Verdampfungskraft im westlichen Europa, fast dreimal so theuer als die Oelfeuerung.

Hieran ändern auch die Beschränkung des Heizerpersonales, die Billigkeit des Anbordnehmens und die anderen einschlägigen Vorzüge der flüssigen Heizstoffe nicht viel.

21) Erst wenn durch Erschliessung neuer Erdöllager oder durch billigere Transportverhältnisse die aus der Brennöldestillation hervorgehenden Erdölrückstände in Westeuropa nicht mehr als das doppelte der besseren Steinkohlen kosten, kann hier die Oelfeuerung mit der Steinkohlenfeuerung ernstlich in Wettbewerb treten. Ob ein solcher Wettbewerb aber selbst dann auf die Dauer möglich sein wird, muss nach den bisherigen Erfahrungen in England und Nordamerika stark bezweifelt werden, weil beim jedesmaligen Verbrauch grösserer Oelmengen, wie er beim Ingangsetzen eines damit zu beheizenden Dampfers eintrat, die Oelpreise so bedenklich in die Höhe schnellten, dass die Rheder ihre Rechnung nicht mehr dabei finden konnten und auf die Kohlenheizung zurückgreifen mussten. Für die Kriegsmarinen aber, welche die Kosten weniger als die Handelsmarine zu scheuen haben, wird es sich nur darum handeln, ob die noch nicht ganz abgeschlossenen Versuche in England, Russland und Frankreich den vielfach gerühmten hohen militärischen Werth der Oelfeuerung nach allen Richtungen bestätigen. Sollte dieser Fall eintreten, was indessen nach den neuesten Versuchen mit einem russischen Torpedoboote von PASCHININ *) und einem englischen von DOXFORD & SONS **) nicht so ganz sicher ist, so wird man in diesen Ländern und vielleicht auch in den Vereinigten Staaten mit der Einführung der Oelfeuerung auf Torpedobooten wahrscheinlich zuerst noch sehr zögernd vorgehen. Dagegen kann die Heizung mit flüssigen Brennstoffen nach dem Vorgange DE LAVAL's, sobald dessen Versuch sich als praktisch durchführbar herausstellt, für die Benutzung in unterseeischen Fahrzeugen zu einer gewissen Bedeutung gelangen; und endlich ist es möglich, dass sie sich, wie in neuester Zeit in Nordamerika angefangen wurde, auf den Dampfyachten von Sportliebhabern einbürgert, weil in beiden Fällen die Kosten ganz nebensächlich sind. *Jedenfalls hat die Oelheizung der Schiffskessel unter den augenblicklich obwaltenden Verhältnissen nach allem Vorstehenden keinerlei Aussicht, in grösserem Massstabe in den Kriegs- und Handelsmarinen, abgesehen von den Dampfern des Kaspischen Meeres und der südrussischen Flüsse, eingeführt zu werden, so verlockend ihre allseitig anerkannten Vorzüge auch sein mögen.*

Aussichten der Oelheizung.

*) Morskoi Skornik. 1887. December. S. 39.

**) Engineering. 1890. I. S. 32.

Fünfter Abschnitt.

Die Feststellung der Leistung und Wirthschaftlichkeit der Schiffsmaschinen.

§ 25.

Druckverlust und Eintrittsspannung.

Leitungs-Widerstand und Abkühlung.

1) Der aus den Kesseln tretende Dampf von der Spannung p_k erleidet auf dem Wege zum Cylinder der Maschine infolge der in der Rohrleitung stattfindenden Reibungswiderstände, welche er beim Durcheilen der Absperrvorrichtungen, der Schieber und der Dampfkanäle zu überwinden hat, einen *Druckverlust z*. Ausserdem entsteht in der Leitung eine Temperaturabnahme des Dampfes veranlasst durch die äussere Abkühlung, wodurch ein Niederschlagen desselben und damit eine Verminderung seiner Masse, also auch seines Volumens verbunden ist. Diese Condensationsverluste sind weiter hinten in dem Paragraphen über „Dampfzuleitung“ näher besprochen, während hier nur die zu erwartende Spannungsabnahme festgestellt werden soll.

Berechnung des Druckverlustes.

2) Nach Versuchen, welche NASSE, EHRHARDT und GUTERMUTH*) an einer guss- und schmiedeeisernen Dampfrohrleitung angestellt haben, ergab sich, dass die von H. FISCHER**) bei der Berechnung der zweckmässigsten Weite von Dampfleitungen vorausgesetzte Spannungsabnahme

$$z = 0{,}0015\,\gamma\,\frac{l}{d}\,u^2 \text{ kg/qm} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (108)$$

mit den thatsächlichen Ergebnissen übereinstimmt. In dieser Formel bezeichnet:

z die Spannungsabnahme in kg/qm,
γ das specifische Dampfgewicht (siehe Tabelle auf S. 28),
l die Länge der Leitung in m,
d den Durchmesser der Leitung in m,
u die sekundliche Dampfgeschwindigkeit in m.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1887. S. 718.
**) DINGLER'S polytechnisches Journal. 1880. B. 236. S. 354.

3) Da die theoretische Bestimmung der Spannungsabnahme in Dampfrohrleitungen indessen nach GRASHOF*) immer vereinfachende Voraussetzungen von zweifelhafter Berechtigung erfordert, um zu genügend einfachen Ergebnissen zu führen, und die obige Formel auch nur für nicht zu grosse z und u überall zutreffende Werthe ergiebt, so ist es am richtigsten, die Spannungsabnahme nach den Probefahrtsbeobachtungen an Schiffsmaschinen zu schätzen. Ungenauigkeit der Formel.

4) Bei den Probefahrten unserer Kriegsschiffsmaschinen hat sich gezeigt, dass der vom Kessel bis zum Cylinder eintretende Druckverlust z innerhalb der gebräuchlichen Dampfgeschwindigkeiten, sowohl bei hohen wie bei niedrigen Dampfspannungen ziemlich gleich ist, und etwa zwischen 0,4—0,6 kg/qcm schwankt, je nachdem die Leitung kürzer oder länger und je nachdem weniger oder mehr Bewegungshindernisse (Absperrvorrichtungen, Wasserabscheider) in dieselbe eingeschaltet sind, wobei indessen gute Umhüllung der Rohre durch Filz und Segelleinen vorausgesetzt ist. Als passender Mittelwerth lässt sich daher für Schiffsmaschinen einführen: Erfahrungsmässiger Druckverlust.

$$z = 0{,}5 \text{ kg/qcm} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (108^a)$$

5) Die im Indikatordiagramm zu erwartende *Eintrittsspannung* p des Dampfes stellt sich daher für den Hochdruckcylinder einer Schiffsmaschine auf rund: Eintrittsspannung.

$$p = p_k - z = p_k - 0{,}5 \text{ kg/qcm} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (109)$$

§ 26.

Drosselung.

1) Soll eine Schiffsmaschine mit grösster Wirthschaftlichkeit arbeiten, so darf die Dampfzuleitung am Kessel bis zum Cylinder keinerlei Bewegungshindernisse enthalten, damit die Spannungsabnahme recht gering wird, und die Eintrittsspannung der Kesselspannung möglichst nahe kommt. Eine Veränderung in der Gangart, also in der Leistung der Maschine, soll grundsätzlich durch eine Aenderung der Füllung herbeigeführt werden. Nur bei Maschinen-Manövern sowie bei der Regelung des Ganges in schlechtem Wetter ist die *Drosselung* des Dampfes erlaubt. Dieselbe entsteht durch Verengung der freien Durchgangsöffnung des Dampfes und wird entweder durch eine Drosselklappe oder durch das Hauptabsperrventil hervorgerufen. Verbot des Drosselns.

*) F. GRASHOF. Theoretische Maschinenlehre. Band III. Hamburg 1888. S. 569.

Unwirthschaftlichkeit des Drosselns.

2) Durch langjährige Erfahrung ist nachgewiesen, dass eine Maschine bei vollkommen offener Dampfzuleitung mit der höchsten erreichbaren bezw. zulässigen Eintrittsspannung und kleinerer Füllung wirthschaftlicher arbeitet, als unter gleicher bei Drosselung mit grösserer Füllung erzielten Leistung. Zuletzt ist dies noch unter anderen von DONKIN und SALTER*) an ihrer bereits Seite 100 erwähnten Versuchsmaschine nachgewiesen. Bei den diesbezüglichen Versuchen arbeitete eine Woolf'sche Maschine mit 2,8—2,95 kg/qcm Ueberdruck Eintrittsspannung und $^3/_{16}$ bis $^7/_{16}$ Füllung im Hochdruckcylinder um 12 $^0/_0$ wirthschaftlicher als mit einer auf 1 kg/qcm Ueberdruck heruntergedrosselten Eintrittsspannung und $^7/_8$ Füllung des Hochdruckcylinders. Tafel 8 Fig. 1 zeigt einen Satz Indikatordiagramme, welcher bei diesen Versuchen abgenommen wurde, und zwar ergaben die ausgezogenen Diagramme die Maschinenarbeit ohne Drosselung, die punktirten dieselbe mit Drosselung.

Einziger Fall, in welchem Drosseln wirthschaftlich ist.

3) Soll hingegen eine bestimmte Cylinderfüllung innegehalten werden, für welche der Kessel auf die Dauer nicht die nöthige Dampfmenge von der höchsten zulässigen Spannung zu erzeugen vermag, dann ist es bei kleinerer Füllung als 0,5 wirthschaftlicher, mit gedrosseltem Dampf von hoher Spannung, als mit nicht gedrosseltem Dampf von geringer Spannung zu arbeiten, wie namentlich von ROSENKRANZ**) durch die Diagramme Tafel 8, Fig. 2 höchst überrzeugend nachgewiesen wird. Ohne Drosselung erhält man nämlich die Indikatorlinie $A\,B\,C$, mit Drosselung dagegen $D\,E\,F$, wenn die schraffirten Flächen, also auch die Arbeitsleistungen in beiden Fällen gleich gross sind. Hieraus folgt, dass im Augenblicke der Absperrung, also bei gleichem Volumen, die Spannung $B\,G$ grösser ist, als $E\,G$, daher ist auch bei geöffnetem Dampfventil und der geringeren Dampfspannung das verbrauchte Dampfgewicht grösser, als bei Anwendung der Drosselung und der zugehörigen thunlichst hohen Dampfspannung.

Weitere Schädlichkeit des Drosselns.

4) Für eine Dampfmaschine, welche mit grösserer als halber Füllung arbeitet, beispielsweise für eine Woolf'sche Maschine, deren Hochdruckcylinder volle Füllung besitzt, wirkt dagegen die Drosselung stets nachtheilig. Sie verursacht ein Sinken der Spannung bis zur Mitte des Kolbenweges und ein Steigen derselben bis nahe an den anfänglichen Werth bei der abnehmenden Kolbengeschwindigkeit in der zweiten Hälfte des Kolbenweges. Man erhält also im Cylinder eine kleinere Arbeit als bei constanter Spannung und gleicher Dampfmenge, d. h. bei Vermeidung der Drosselung und Anwendung kleinerer Dampfspannung.

*) Engineering 1886. II. S. 573.

**) P. H. ROSENKRANZ. Der Indikator und seine Anwendung. IV. Aufl. Berlin 1885. S. 93.

5) Der von SCHMIDT und BOCKHOLZ*) ausgesprochene Satz, dass die Drosselung des Dampfes einen wirthschaftlichen Gewinn verspricht, hat nach dem Vorstehenden nur sehr beschränkte Gültigkeit. Ganz dasselbe gilt von den Ausführungen ZEUNER'S**), nach denen die Volldruckarbeit einer mit 0,25 Füllung laufenden Condensationsmaschine sich um ein Geringes wirthschaftlicher stellt, wenn der Kesseldruck auf 7 Atm. gehalten, und dann bis auf 3,5 Atm. Eintrittsspannung heruntergedrosselt wird, als wenn diese letztere Spannung im Kessel herrscht und bei vorausgesetzter vollkommen widerstandsloser Einströmung in den Cylinder tritt. Nach GRASHOF***) würde dieser Vortheil voraussichtlich ganz verschwinden, wenn nicht die gleichen Volldruckarbeiten, sondern gebührenderweise die gleichen Gesammtarbeiten verglichen werden. Frühere Ansichten über den Nutzen des Drosselns

6) Wenn die Drosselung des Dampfes in den einzelnen erwähnten Fällen einen geringen Gewinn erwarten lässt, so hat das seinen Grund darin, dass die während des Durchströmens der engen Durchlassöffnung grosse äussere Bewegungsarbeit (lebendige Kraft) des Dampfes sich durch die hinter der Verengung eintretende Wirbelbildung in innere Bewegungsarbeit d. h. *Wärme* umsetzt, wodurch die mitgerissenen Wassertheilchen verdampfen oder der Dampf getrocknet wird. Von diesem Umstande haben in neuerer Zeit namentlich die Erbauer von Wasserrohrkesseln (siehe § 55, 27) Nutzen zu ziehen gesucht. So hält z. B. BELLEVILLE****) in seinen neueren Wasserrohrkesseln eine um 5—6 Atm. höhere Spannung als er den Hochdruckcylindern zuführt, indem er sie in der Rohrleitung durch ein besonderes Drosselventil vermindert, und zwar in der ausgesprochenen Absicht, den schon bei geringer Anstrengung seiner Kessel stets etwas nassen Dampf zu trocknen. Vortheil des Drosselns.

7) Noch weiter geht in dieser Beziehung NIMAX*****), welcher nicht nur die Drosselung des Dampfes durch das Absperrventil behufs seiner Trocknung als wirthschaftlich unerlässlich fordert, sondern bei genügend hoher Drosselung noch den Vortheil erstrebt, der durch Zuführung des höher gespannten also heisseren Kesseldampfes zum Dampfmantel infolge kräftigerer Heizung des Cylinderinnern nach § 16, 26 (auf Seite 92) zu erreichen ist. NIMAX begründet dies mit dem Erfahrungssatze, dass die Herstellung von 1 kg hochgespannten Dampfes nicht mehr Heizstoff erfordert, als die Er- Zweckmässigkeit des Drosselns.

*) Mittheilungen des Architecten- und Ingenieur-Vereins in Böhmen. 1874. Heft 1.

**) Der Civilingenieur. Leipzig 1875. S. 1.

***) F. GRASHOF. Theoretische Maschinenlehre. Hamburg 1888. B. III. S. 574.

****) C. BUSLEY. Die Entwickelung der Schiffsmaschinen. II. Aufl. Berlin 1870. S. 164.

*****) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1884. S. 286.

zeugung von 1 kg niedriggespannten Dampfes. Dabei vergisst er aber, dass die Gewichte (wegen der stärkeren Wandungen und Verankerungen) und somit auch die Kosten der gewöhnlichen cylindrischen Schiffskessel mit der höheren Dampfspannung unverhältnissmässig wachsen. Geradezu verkehrt würde es sein, eine Dreifach-Expansions-Schiffsmaschine mit 12 Atm. Eintrittsspannung arbeiten zu lassen und zur Erzielung ausgiebiger Drosselung in den Cylinderkesseln etwa 18 Atm. Ueberdruck zu halten. Für Wasserrohrkessel ist der Vorschlag von NIMAX dagegen erörterungsfähig, weil diese ohne besondere Gewichts- und Kostenerhöhung eine ziemliche Steigerung der Dampfspannung ermöglichen. — Für den heutigen Schiffsmaschinenbetrieb gilt indessen nach allem immer noch die alte Regel: „*Nicht drosseln!*"

§ 27.

Füllungsgrad.

Füllungsgrad.

1) Denjenigen Theil des Kolbenhubes, während dessen der Eintritt des Dampfes in den Cylinder erfolgt, nennt man den Füllungshub h. Bei Einfach-Expansionsmaschinen heisst das Verhältniss desselben zum Kolbenhube H:

$$\frac{h}{H} = \varepsilon \text{ der Füllungsgrad.}$$

$$\frac{H}{h} = \frac{1}{\varepsilon} \text{ der Expansionsgrad.}$$

Gesammt-Füllungsgrad.

2) Bei Zwei- und Mehrfach-Expansionsmaschinen ist ε der Füllungsgrad des Hochdruckcylinders, während:

$$\varepsilon_g = \varepsilon \frac{v}{V} \text{ der Gesammtfüllungsgrad}$$

$$\frac{1}{\varepsilon_g} = \frac{1}{\varepsilon} \frac{V}{v} \text{ der Gesammtexpansionsgrad}$$

einer solchen Maschine genannt wird, wenn v das Volumen des Hochdruck- und V dasjenige des oder der Niederdruckcylinder zusammen bedeutet.

Wirklicher Füllungsgrad.

3) Wie § 18, 51 (Seite 149) ausgeführt wurde, gelangt in die Cylinder einer Einfach-Expansions-Schiffsmaschine vom Durchmesser D mit jedem Hube nicht nur das der Füllungsperiode entsprechende Dampfvolumen $\varepsilon H \frac{\pi}{4} D^2$, sondern auch noch dasjenige, welches die in demselben herrschende Compressionsspannung auf die Eintrittsspannung bringen muss, also den Spannungsausgleich herbei-

führt. Dieses in Fig. 10 auf Taf. 2 durch die Strecke SC kenntlich gemachte Volumen, kann als der m^{te} Theil des vom Kolben beschriebenen Volumens aufgefasst werden und ist demnach $mH\frac{\pi}{4}D^2$. Dem Dampfverbrauche einer Einfach-Expansions-Schiffsmaschine entspricht also:

$$\varepsilon' = \varepsilon + m \textit{ der wirkliche Füllungsgrad,}$$

$$\frac{1}{\varepsilon'} = \frac{1}{\varepsilon + m} \textit{ der wirkliche Expansionsgrad.}$$

Für eine Zwei- oder Mehrfach-Expansionsmaschine wird analog dem unter 2) Gesagten:

$$\varepsilon_g' = (\varepsilon + m)\frac{v}{V} \textit{ der wirkliche Gesammtfüllungsgrad,}$$

$$\frac{1}{\varepsilon_g'} = \frac{1}{\varepsilon + m}\frac{V}{v} \textit{ der wirkliche Gesammtexpansionsgrad.}$$

4) **Der vortheilhafteste Füllungsgrad** ε_v einer Einfach-Expansions- bezw. ε_{g_v} einer Mehrfach-Expansions-Schiffsmaschine ist derjenige, bei welchem der Wasserverbrauch für die indicirte Pferdestärke und Stunde ein Minimum wird. Vortheilhaftester Füllungsgrad.

5) Der vortheilhafteste Füllungsgrad ε_v bezw. Gesammtfüllungsgrad ε_{g_v} muss nach der Eintrittsspannung p und dem Gegendruck a für jede Maschine besonders festgestellt werden, indem der Wasserverbrauch nach § 31 für verschiedene Füllungen berechnet und aus den erhaltenen Werthen die zu dem kleinsten gehörige Füllung ausgewählt wird. Bestimmung des vortheilhaftesten Füllungsgrades.

6) Der vortheilhafteste Gesammtfüllungsgrad ε_{g_v} einer Mehrfach-Expansions-Schiffsmaschine beträgt ungefähr: Erfahrungsmässige vortheilhafteste Gesammtfüllungsgrade.

0,060 bei den neuesten Vierfach-Expansionsmaschinen von 14—15 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel.

0,065 bei neueren Dreifach-Expansionsmaschinen von 10—12 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel.

0,085 bei älteren Dreifach-Expansionsmaschinen von 8—10 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel.

0,100 bei neueren Compoundmaschinen von 6—7 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel mit grösseren Kolbengeschwindigkeiten.

0,150 bei älteren Compoundmaschinen von 4—5 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel mit geringeren Kolbengeschwindigkeiten.

0,250 bei Mitteldruckcompoundmaschinen von 3 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel mit Oberflächencondensatoren, Dampfmänteln und Ueberhitzern.

7) Der vortheilhafteste Füllungsgrad ε_v einer Einfach-Expansions-Schiffsmaschine stellt sich ungefähr auf: Erfahrungsmässige vortheilhafteste Füllungsgrade.

0,35 bei Niederdruckmaschinen von 2 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel mit Oberflächencondensatoren, Dampfmänteln und Ueberhitzern.

0,40 bei Niederdruckmaschinen von 2 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel mit Einspritzcondensatoren ohne Dampfmäntel und ohne Ueberhitzer.

0,60 bei älteren Niederdruckmaschinen mit weniger als 2 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel mit Einspritzcondensatoren ohne Dampfmäntel und ohne Ueberhitzer.

Praktische Verwendung des vortheilhaftesten Füllungsgrades.

8) Während der Probefahrten, welche zur Ermittelung der grössten Schiffsgeschwindigkeit angestellt werden, muss bei neueren Mehrfach-Expansions-Kriegsschiffsmaschinen stets ein grösserer Gesammtfüllungsgrad zur Anwendung kommen als der vortheilhafteste, während früher bei den alten Einfach-Expansionsmaschinen in der Regel nur während der forcirten Probefahrten der vortheilhafteste Füllungsgrad überhaupt inne gehalten werden konnte. Letztere Maschinen arbeiteten während des Dampfens unter geringerer Schiffsgeschwindigkeit stets mit einem kleineren als dem vortheilhaftesten Füllungsgrade. Bei den heute gebräuchlichen Dreifach-Expansionsmaschinen sucht man dagegen als durchschnittliche Fahrgeschwindigkeit im Dienste für Kreuzer und Torpedoboote diejenige festzuhalten, welche dem vortheilhaftesten Gesammtfüllungsgrade ihrer Maschinenanlage oder eines abgekuppelten Theiles derselben entspricht. Die Dreifach-Expansionsmaschinen der Handelsdampfer und zwar sowohl die der gewöhnlichen Postdampfer wie die der Frachtdampfer werden so konstruirt, dass sie mit dem vortheilhaftesten Gesammtfüllungsgrade die vorgeschriebene mittlere Fahrgeschwindigkeit erreichen können. Nur die neuesten Schnelldampfer arbeiten gewöhnlich mit höheren Gesammtfüllungsgraden.

§ 28.

Gegendruck.

Erfahrungsmässige Grösse des Gegendrucks.

1) *Der Gegendruck a* (siehe § 9, 7 auf Seite 25), welcher sich der Bewegung des Kolbens im Cylinder einer Einfach-Expansionsmaschine bezw. im Niederdruck-Cylinder einer Mehrfach-Expansionsmaschine hinderlich entgegenstellt, rührt bei Auspuffmaschinen vom Atmosphärendruck, bei Condensationsmaschinen vom Condensatordruck und ausserdem bei beiden von der Reibung her, welche der austretende Dampf in Canälen und Rohrleitungen zu überwinden hat. Im Allgemeinen rechnet man:

bei Auspuffmaschinen $a = 1{,}10$ kg/qcm

„ Condensationsmaschinen mit Einspritz-condensatoren $a = 0{,}20$ „ „

„ Condensationsmaschinen mit Oberflächen-condensatoren $a = 0{,}15$ „ „

2) Für Schiffsmaschinen ist es wegen des in unbeschränkter Menge zur Verfügung stehenden Kühlwassers empfehlenswerth, den Gegendruck a so niedrig als möglich, also das Vacuum im Condensator so hoch als angängig zu halten. Mit der höheren Luftleere steigt zwar die erforderliche Kühlwassermenge in beträchtlicher Weise und damit auch die Arbeit der Pumpen, da das Wasser aber durch den hydrostatischen Druck in dieselben läuft und von ihnen durchschnittlich nicht höher als 2—3 m gedrückt zu werden braucht, so ist der Gewinn an indicirter Arbeit infolge des kleineren Gegendruckes immer grösser als der Verlust an Nutzarbeit, welcher durch die vermehrte Arbeit der Pumpen entsteht. — Für Landdampfmaschinen ist es dagegen namentlich bei knapperem Kühlwasser nicht immer zweckmässig, bis auf den kleinsten erreichbaren Gegendruck a herunterzugehen, wie besonders überzeugend noch neuerdings von WEISS *) nachgewiesen ist. Geringster Gegendruck.

3) Nicht zu verwechseln mit dem Gegendruck a, der in den Punkten 4 und 5 des Diagrammes Fig. 6 auf Taf. 2 herrscht, ist der Expansions-Enddruck, der im Punkte 3 dieses Diagrammes vorhanden ist. Wenn auch bei Einfach-Expansionsmaschinen der Dampf nach RADINGER **) unter Umständen mit Vortheil bis zum Gegendruck a expandiren kann, wodurch im vorliegenden Diagramm die Punkte 3 und 4 zusammenfallen müssten, so ist dieses Verfahren für Mehrfach-Expansionsmaschinen nicht mehr empfehlenswerth. Der bekannte englische Constructeur WYLLIE ***) geht bei seinen musterhaft durchkonstruirten Dreifach-Expansionsmaschinen nur bis auf einen absoluten Expansions-Enddruck von 0,7 kg/qcm, während er den Gegendruck so niedrig wie möglich hält. Der Grund für dieses Vorgehen liegt in der Vermeidung zu grosser Niederdruckcylinder, deren schweres Gestänge störend auf den ruhigen Gang der Maschine einwirkt. Expansions-Enddruck.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1889. S. 772.

**) J. F. RADINGER. Ueber Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. II. Aufl. Wien. 1872. S. 56.

***) Proceedings of the institution of mechanical engineers. 1886. S. 475.

§ 29.

Mittlerer Druck.

Volldruckarbeit.

1) **I. Theoretischer mittlerer Druck** p_m. Der in den Cylinder eingetretene Dampf bewegt den Kolben während des Füllungshubes h Meter — in der *Volldruckperiode* — mit annähernd constanter Spannung p vorwärts (siehe Tafel 8; Fig. 3). Setzt man einen Kolbenquerschnitt von 1 qcm voraus, so beträgt die hierbei verrichtete *Volldruckarbeit:*

$$p\,h \quad \text{mk*)}.$$

Expansionsgesetz.

2) Während der hierauf beginnenden Expansion des Dampfes gilt (nach § 18, 29 Seite 137) das Mariotte'sche Gesetz:

$$p\,v = p_1\,v_1.$$

Da nun das Anfangsvolumen $v = 100 \,.\, h \,.\, 1$ ccm ist, und das Expansionsvolumen v_1 bei einem beliebigen Kolbenhube von h_1 Meter

$$v_1 = 100 \,.\, h_1 \,.\, 1 \text{ ccm}$$ wird,

so muss auch $$p\,h = p_1\,h_1$$

und der dem Hube h_1 entsprechende Expansionsdruck:

$$p_1 = \frac{p\,h}{h_1} \text{ sein.}$$

Elementararbeit.

3) Bei einem unendlich kleinen Vorwärtsschub des Kolbens $\varDelta$ lässt sich diese Spannung als constant ansehen, und die bei dieser Bewegung geleistete Arbeit — die *Elementararbeit* — wird

$$p_1\,\varDelta = p\,h\,\frac{\varDelta}{h_1}.$$

Wenn man in der Reihe:

$$e^x = 1 + x + \frac{x^2}{1\,.\,2} + \frac{x^3}{1\,.\,2\,.\,3} + \ldots\ldots$$

x als eine verschwindend kleine Grösse ansieht, so lassen sich alle mit Potenzen behafteten Glieder vernachlässigen, und es wird ohne merklichen Fehler:

$$e^x = 1 + x$$

oder $$x = ln^{**)}\,(1 + x).$$

Im vorliegenden Falle ist $\frac{\varDelta}{h_1}$ eine solche verschwindend kleine Grösse, für welche sich analog dem Vorstehenden schreiben lässt:

$$\frac{\varDelta}{h_1} = ln\left(1 + \frac{\varDelta}{h_1}\right)$$

*) mk = Meterkilogramm.

**) ln = (logarithmus naturalis) der natürliche Logarithmus.

demnach wird die Elementararbeit:

$$p_1 \varDelta = p\,h\left[ln\left(1 + \frac{\varDelta}{h_1}\right)\right]$$

$$p_1 \varDelta = p\,h\left[ln\left(\frac{h_1 + \varDelta}{h_1}\right)\right]$$

$$p_1 \varDelta = p\,h\,[ln\,(h_1 + \varDelta) - ln\,h_1].$$

4) Die vom Kolben während der weiteren Expansion verrichtete Arbeit setzt sich aus der Summe aller Elementararbeiten zusammen, und diese erhält man, wenn in die vorstehende Gleichung statt $h_1 + \varDelta$ der Reihe nach die Werthe $h_1 + 2\,\varDelta$; $h_1 + 3\,\varDelta$ u. s. w. bis $h_1 + n\,\varDelta$ (wobei n unendlich gross gedacht ist) eingesetzt werden, ebenso für h_1 die Werthe $h_1 + \varDelta$; $h_1 + 2\,\varDelta$ u. s. w. bis $h_1 + (n - 1)\,\varDelta$. Führt man die Summation aus, so entsteht: Beliebige Expansionsarbeit.

$$\Sigma\,(p_1\,\varDelta) = p\,h\left\{\begin{array}{l} ln\,[h_1 + \varDelta] - ln\,h_1 \\ + ln\,[h_1 + 2\,\varDelta] - ln\,[h_1 + \varDelta] \\ + ln\,[h_1 + 3\,\varDelta] - ln\,[h_1 + 2\,\varDelta] \\ \quad\vdots \qquad\qquad\quad \vdots \\ + ln\,[h_1 + (n-2)\,\varDelta] - ln\,[h_1 + (n-3)\,\varDelta] \\ + ln\,[h_1 + (n-1)\,\varDelta] - ln\,[h_1 + (n-2)\,\varDelta] \\ + ln\,[h_1 + n\,\varDelta] - ln\,[h_1 + (n-1)\,\varDelta]. \end{array}\right.$$

In dieser Gleichung hebt sich immer ein Glied der einen Zeile gegen ein anderes der folgenden Zeile und es bleibt nur stehen:

$$\Sigma\,(p_1\,\varDelta) = p\,h\,[ln\,(h_1 + n\,\varDelta) - ln\,h_1].$$

5) Nimmt man die Summation nicht von einer beliebigen Kolbenstellung h_1, sondern von der dem Anfang der Expansion entsprechenden Kolbenstellung h aus vor, dann erhält man die ganze während der Expansionsperiode erzeugte Arbeit in folgendem Ausdruck: Gesammte Expansionsarbeit.

$$p\,h\,[ln\,(h + n\,\varDelta) - ln\,h].$$

Nun ist aber $\quad h + n\,\varDelta = H$

daher $\quad p\,h\,[ln\,H - ln\,h] = p\,h\,ln\,\frac{H}{h}$

oder mit Berücksichtigung der Bezeichnungen § 27, 1 auf Seite 256

$$p\,h\,ln\,\frac{H}{h} = p\,h\,ln\,\frac{1}{\varepsilon} \text{ mk.}$$

6) Unter Zugrundelegung der Integralrechnung lässt sich das vorstehende Resultat erheblich kürzer ableiten. Ist das unendlich kleine Stück des Kolbenweges $d\,h_1$, so wird die Elementararbeit: Gesammtarbeit während eines Hubes.

$$p_1\,d\,h_1 = p\,h\,\frac{d\,h_1}{h_1}.$$

Die während der ganzen Expansionsperiode geleistete Arbeit wird dann:

$$\int_h^H p\,h\,\frac{d\,h_1}{h_1} = p\,h\,(ln\,H - ln\,h) = p\,h\,ln\,\frac{H}{h} = p\,h\,ln\,\frac{1}{\varepsilon} \text{ mk.}$$

Die gesammte während eines Hubes erzeugte Arbeit setzt sich mit Rücksicht auf die unter 1) bestimmte Volldruckarbeit zusammen aus:

$$p\,h + p\,h\,ln\,\frac{1}{\varepsilon} = p\,h\left(1 + ln\,\frac{1}{\varepsilon}\right) = p\,H\,\varepsilon\left(1 + ln\,\frac{1}{\varepsilon}\right) \text{ mk.}$$

Theoretischer mittlerer Druck p_m.

7) Derjenige Druck, welcher mit dem ganzen Kolbenhube H multiplicirt die vorstehend berechnete Arbeit des Dampfes im Cylinder für 1 qcm Kolbenfläche während eines Hubes angiebt, heisst der *theoretische mittlere Druck* p_m

$$p_m\,H = p\,H\,\varepsilon\left(1 + ln\,\frac{1}{\varepsilon}\right) \text{ mk}$$

$$p_m = p\,\varepsilon\left(1 + ln\,\frac{1}{\varepsilon}\right) \text{ kg/qcm} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (110)$$

Allgemeine Formel für den reducirten mittleren Druck p_{m_r}.

8) **II. Reducirter mittlerer Druck** p_{m_r}. Wie aus den Erörterungen (im § 18 unter V) über das Zusammenlegen der Diagramme bei Zwei- und Mehrfach-Expansionsmaschinen hervorgeht, ist es theoretisch gleichgültig, ob der Dampf mit einer Anfangsspannung p und mit dem Gesammtfüllungsgrade ε_g *nur* im Niederdruckcylinder einer Zwei- oder Mehrfach-Expansionsmaschine expandirt, oder ob er sich mit dem Füllungsgrade ε und derselben Spannung im Hochdruck- und darauf in den anderen Cylindern dieser Maschinen arbeitsverrichtend ausdehnt. Im ersteren Falle wäre der mittlere Druck der Zwei- oder Mehrfach-Expansionsmaschine analog der Gleichung 110 ausgedrückt durch

$$p_{m_r} = p\,\varepsilon_g\left(1 + ln\,\frac{1}{\varepsilon_g}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (111)$$

Im anderen Falle würde der im Hochdruck- bezw. den Zwischencylindern wirkende Dampf in den Niederdruckcylindern dieselbe Arbeit leisten, wenn sich der mittlere Druck desselben in gleichem Masse verringert, wie sich bei gleichen Hüben aller Cylinder die Kolbenfläche bezw. bei ungleichen Hüben ihr Volumen vergrössert.

Reducirter mittlerer Druck in zweicylindrigen Compoundmaschinen.

9) *In einer Woolf'schen oder zweicylindrigen Compoundmaschine* muss daher der reducirte mittlere Druck sein:

$$p_{m_r} = \frac{v}{V}\,p_{m_h} + p_{m_n} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (112)$$

wenn p_{m_h} und p_{m_n} die mittleren Drucke im Hoch- und Niederdruckcylinder bezeichnen. Ferner wird:

$$p_{m_h} = p\,\varepsilon\left(1 + ln\,\frac{1}{\varepsilon}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (113)$$

und

$$p_{m_n} = p_n\,\varepsilon_n\left(1 + ln\,\frac{1}{\varepsilon_n}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (113^a)$$

wenn p_n den Anfangsdruck und ε_n den Füllungsgrad des Niederdruckcylinders bezeichnen. Folglich entsteht auch:

$$p_{m_r} = \frac{v}{V} p\,\varepsilon \left(1 + ln\frac{1}{\varepsilon}\right) + p_n \varepsilon_n \left(1 + ln\frac{1}{\varepsilon_n}\right) \quad \ldots\ldots (114)$$

10) *In einer dreicylindrigen Compoundmaschine* stellt sich der reducirte mittlere Druck: Reducirter mittlerer Druck in dreicylindrigen Compoundmaschinen.

$$p_{m_r} = \frac{v}{V} p_{m_h} + \frac{1}{2}\left(p'_{m_n} + p''_{m_n}\right) \quad \ldots\ldots\ldots (115)$$

worin V das vereinigte Volumen der beiden Niederdruckcylinder und p'_{m_n} und p''_{m_n} die bezüglichen mittleren Drucke in den letzteren Cylindern bedeuten. Diese mittleren Drucke berechnen sich nach Einsetzung der entsprechenden Werthe aus der Gl. 113[a].

11) *Für eine Dreifach-Expansionsmaschine* berechnet sich der reducirte mittlere Druck auf: Reducirter mittlerer Druck in Dreifach- bezw. Vierfach-Expansionsmaschinen.

$$p_{m_r} = \frac{V_h}{V_n} p_{m_h} + \frac{V_m}{V_n} p_{m_m} + p_{m_n} \quad \ldots\ldots\ldots (116)$$

Hierin ist:

V_h das Volumen des Hochdruckcylinders u. p_{m_h} d. mittl. Druck in demselben
V_m " " " Mitteldruckcylinders " p_{m_m} " " " " "
V_n " " " Niederdruckcylinders " p_{m_n} " " " " "

p_{m_h} berechnet sich nach Gl. 113, während man p_{m_m} und p_{m_n} unter Einsetzung der entsprechenden Werthe aus Gl. 113[a] erhält. — Hat die Dreifach-Expansionsmaschine zwei Niederdruckcylinder, so ist V_n gleich dem vereinigten Volumen beider Niederdruckcylinder, und statt p_{m_n} ist $\frac{1}{2}\left(p'_{m_n} + p''_{m_n}\right)$ zu setzen. — In analoger Weise wird p_{m_r} für eine Vierfach-Expansionsmaschine bestimmt.

12) Bei Zwei- oder Mehrfach-Expansionsmaschinen mit *zwei* oder *drei* Niederdruckcylindern denkt man sich häufig, wie hier gleich mit Erwähnung finden soll, an Stelle der letzteren *einen* Niederdruckcylinder, dessen Kolbenfläche gleich derjenigen der beiden bezw. der drei Kolben ist. Der Durchmesser D_r dieses Cylinders müsste dann sein: Reducirter Durchmesser der Niederdruckcylinder.

$$\frac{\pi}{4} D_r^2 = 2\,\frac{\pi}{4} D^2 \text{ bezw. } = 3\,\frac{\pi}{4} D^2$$

$$D_r = \sqrt{2}\,D \text{ bezw. } = \sqrt{3}\,D \quad \ldots\ldots\ldots (117)$$

Der ideelle Durchmesser D_r heisst der *reducirte Durchmesser* des Niederdruckcylinders.

13) **III. Wirklicher mittlerer Druck p_o.** Berechnet man in den Gleichungen 110 oder 111 für verschiedene Werthe von ε oder, wie es in diesem Falle ganz dasselbe ist, von ε_g den Factor Anwendung der Tabelle.

$$\zeta = \varepsilon\left(1 + ln\frac{1}{\varepsilon}\right) = \varepsilon_g\left(1 + ln\frac{1}{\varepsilon_g}\right) \quad \ldots\ldots\ldots (118)$$

so wird der theoretische bezw. reducirte mittlere Druck

$$p_m = \zeta p \text{ bezw. } p_{m_r} = \zeta p \text{ kg/qcm} \quad \ldots\ldots\ldots (119)$$

und es lässt sich mittels der nachstehenden Tabelle der mittlere Druck leicht finden, wenn man die Anfangsspannung p mit dem Factor ζ entsprechend dem Füllungsgrade ε bezw. ε_g multiplicirt.

Hülfs-Tabelle für die Berechnung des theoretischen bezw. reducirten mittleren Druckes p_m bezw. p_{m_r}.

Füllungsgrad ε	Factor ζ	Differenz	Füllungsgrad ε	Factor ζ	Differenz	Füllungsgrad ε	Factor ζ	Differenz	Füllungsgrad ε	Factor ζ	Differenz
1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
0,01	0,0561	561	0,26	0,6102	136	0,51	0,8534	68	0,76	0,9686	28
0,02	0,0982	421	0,27	0,6235	133	0,52	0,8600	66	0,77	0,9713	27
0,03	0,1352	370	0,28	0,6365	130	0,53	0,8665	65	0,78	0,9738	25
0,04	0,1688	336	0,29	0,6490	125	0,54	0,8727	62	0,79	0,9762	24
0,05	0,1998	310	0,30	0,6612	122	0,55	0,8788	61	0,80	0,9785	23
0,06	0,2288	290	0,31	0,6731	119	0,56	0,8847	59	0,81	0,9807	22
0,07	0,2561	273	0,32	0,6846	115	0,57	0,8904	57	0,82	0,9827	20
0,08	0,2821	260	0,33	0,6959	113	0,58	0,8959	55	0,83	0,9847	20
0,09	0,3067	246	0,34	0,7068	109	0,59	0,9013	54	0,84	0,9865	18
0,10	0,3303	236	0,35	0,7174	106	0,60	0,9065	52	0,85	0,9881	16
0,11	0,3528	225	0,36	0,7278	104	0,61	0,9115	50	0,86	0,9897	16
0,12	0,3744	216	0,37	0,7379	101	0,62	0,9164	49	0,87	0,9912	15
0,13	0,3952	208	0,38	0,7477	98	0,63	0,9211	47	0,88	0,9925	13
0,14	0,4153	201	0,39	0,7572	95	0,64	0,9256	45	0,89	0,9937	12
0,15	0,4346	193	0,40	0,7665	93	0,65	0,9300	44	0,90	0,9948	11
0,16	0,4532	186	0,41	0,7756	91	0,66	0,9342	42	0,91	0,9958	10
0,17	0,4712	180	0,42	0,7844	88	0,67	0,9383	41	0,92	0,9967	9
0,18	0,4887	175	0,43	0,7929	85	0,68	0,9422	39	0,93	0,9975	8
0,19	0,5055	168	0,44	0,8012	83	0,69	0,9460	38	0,94	0,9982	7
0,20	0,5219	164	0,45	0,8093	81	0,70	0,9497	37	0,95	0,9987	5
0,21	0,5377	158	0,46	0,8172	79	0,71	0,9532	35	0,96	0,9992	5
0,22	0,5531	154	0,47	0,8249	77	0,72	0,9565	33	0,97	0,9995	3
0,23	0,5680	149	0,48	0,8323	74	0,73	0,9597	32	0,98	0,9998	3
0,24	0,5825	145	0,49	0,8395	72	0,74	0,9628	31	0,99	0,9999	1
0,25	0,5966	141	0,50	0,8466	71	0,75	0,9658	30	1,00	0,0000	1

Mittlere Ordinate theoretischer Diagramme.

14) Die mit Hülfe der Tabelle berechneten Werthe von p_m entsprechen der mittleren Ordinate des nach § 18, 14—30, Seite 130 (Tafel 2, Fig. 6) entworfenen theoretischen Spannungsdiagrammes; die von

p_{m_r} der mittleren Ordinate des nach dem COWPER-RANKINE'schen Verfahren (§ 18, 39—46, Seite 142) konstruirten theoretischen Umhüllungsdiagrammes, (Tafel 2, Fig. 8 und 9) wenn in diesen Diagrammen der schädliche Raum $ONCA$ aus den § 18, 44 auf Seite 145 entwickelten Gründen unberücksichtigt bleibt.

15) So erheblich die Gestalt des Diagrammes Tafel 2, Fig. 6, abzüglich der Fläche $ONCA$, von dem von ihnen eingeschlossenen Indikatordiagramm abweicht, so beträchtlich ist auch die Differenz zwischen dem *theoretischen mittleren Druck* p_m und dem in Einfach-Expansions-Schiffsmaschinen herrschenden *wirklichen mittleren Druck* p_0. Mit andern Worten, so viel mal grösser die Fläche des schraffirten Umhüllungsdiagrammes Taf. 2, Fig. 9 als die nichtschraffirte Fläche der Indikator-Diagramme ist, so viel mal grösser muss auch der *reducirte mittlere Druck* p_{m_r} sein, als der in einer Mehrfach-Expansionsmaschine auftretende *reducirte wirkliche mittlere Druck* p_{o_r}. Wirklicher mittlerer Druck.

16) Da Einfach-Expansionsmaschinen für Dampfschiffe heute kaum noch konstruirt werden, so ist im Nachstehenden zur Vereinfachung der Bezeichnungen, wo Missverständnisse völlig ausgeschlossen sind, mit *wirklicher mittlerer Druck* p_0 auch derjenige (eigentlich *reducirte* p_{o_r}) einer Mehrfach-Expansionsmaschine bezeichnet. Solche Formeln gelten dann sowohl für Einfach- als auch für Mehrfach-Expansionsmaschinen. Vereinfachung der Bezeichnungen.

17) *Die Abweichungen der Indikator-Diagramme von dem theoretischen Spannungs- bezw. Umhüllungs-Diagramm* werden dadurch hervorgebracht, dass: Verschiedenheit theoretischer und wirklicher Spannungsdiagramme.

a) der expandirende Dampf das Mariotte'sche Gesetz nur angenähert befolgt, während dem theoretischen Diagramm die Isotherme vollkommener Gase als Expansionscurve zu Grunde liegt (§ 18, 29; Seite 137);

b) der Dampf sich nicht, wie beim theoretischen Diagramm vorausgesetzt ist, bis zum absoluten Vacuum condensiren kann, sondern noch mit einer gewissen Spannung — der *Vorderdampfspannung* — oder dem *Gegendruck a* — in den Condensator strömt (siehe § 28, 1; Seite 258);

c) je nach den Eigenthümlichkeiten der Steuerung (wie weiter hinten in dem Abschnitte über Steuerungen erklärt wird) eine gewisse Voreinströmung, Vorausströmung, Compression, überhaupt eine Aenderung in der Dampfvertheilung eintritt;

d) innerhalb von Mehrfach-Expansionsmaschinen stets ein Spannungsverlust durch das Ueberströmen des Dampfes von einem zum andern Cylinder verursacht wird.

18) Berücksichtigt man alle diese Umstände und führt statt der stets etwas schwankenden Eintrittsspannung p die constantere Kessel- Völligkeits-Coefficient β.

spannung $p_\varkappa$ ein, so erhält man den *wirklichen mittleren Druck* p_o, wenn man statt des theoretischen mittleren Drucks

$$p_m = \zeta\, p$$

schreibt:

$$p_o = \beta\, \zeta\, p_\varkappa$$

oder:

$$p_o = \beta\, p_\varkappa\, \varepsilon \left(1 + ln \frac{1}{\varepsilon}\right) \text{ kg/qcm} \quad \ldots\ldots \quad (120)$$

in welcher Gleichung β eine von dem Maschinensystem und der Steuerung abhängige Grösse und zwar der bereits im § 18 angeführte *Völligkeits-Coefficient* ist. Ausdrücklich möge aber hier hervorgehoben werden, dass β nicht die auf Seite 130 durch Gl. 91 ausgedrückte *absolute Völligkeit* d. h. nicht die auf den Speisewasserverbrauch, sondern die auf den sichtbaren Dampfverbrauch beim Beginn der Expansion bezogene Völligkeit ist. β giebt also das Verhältniss an, welches zwischen der Fläche der Indikatordiagramme und der Fläche eines Umhüllungsdiagramms besteht, dessen Begrenzungs-Isotherme durch den Expansions-Anfangspunkt des Hochdruckcylinders gelegt wurde, und für welches nach der Bemerkung unter 14) der schädliche Raum unberücksichtigt blieb.

Eintrittsspannung p.

19) Aus dem mittleren Druck p_o und dem Füllungsgrade ε bezw. Gesammtfüllungsgrade ε_g lässt sich nach Gl. 120 die Eintrittsspannung p angenähert ermitteln.

$$\left.\begin{aligned} p = p_\varkappa - 0{,}5 &= \frac{p_o}{\beta\,\varepsilon\left(1 + ln \frac{1}{\varepsilon}\right)} - 0{,}5 \\ &= \frac{p_o}{\beta\,\zeta} - 0{,}5 \quad \text{kg/qcm} \end{aligned}\right\} \quad (121)$$

Man braucht nur den Coefficienten β mit dem Factor ζ der Tabelle auf Seite 264 zu multipliciren, den mittleren Druck p_o hierdurch zu dividiren, so erhält man die Kesselspannung $p_\varkappa$ und nach Abzug des Spannungsverlustes die ungefähre Eintrittsspannung p.

Füllungsgrad.

20) Auch der Füllungsgrad ε bezw. Gesammtfüllungsgrad ε_g lässt sich mit Hülfe der Tabelle auf Seite 264 aus der Kesselspannung $p_\varkappa$ und dem mittleren Druck p_o ermitteln, denn da:

$$\zeta = \frac{p_o}{\beta\, p_\varkappa} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (122)$$

ist, so braucht man nur diesen Quotienten zu bilden und zu dem gefundenen Werthe ζ den zugehörigen Füllungsgrad ε in der Tabelle aufzusuchen. Den Werthen für ζ sind zum Zwecke der Interpolation für solche Rechnungen die Differenzen beigefügt.

Coefficient β für Einfach-Expansionsmaschinen.

21) **IV. Allgemeine Werthe des Völligkeits-Coefficienten β.** *Für Einfach-Expansions-Schiffsmaschinen,* welche mit Condensation arbeiten, ergeben die auf

Grund ihrer Erprobungen angestellten Rechnungen folgende Werthe für den Coefficienten β:

a) Nach den während der Probefahrten der älteren deutschen Kriegsschiffsmaschinen abgenommenen Indikator-Diagrammen stellte sich:

$\beta = 0{,}56$ bis $0{,}60$ für Niederdruck-Maschinen von 2 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel, mit Vierradsteuerung;

$\beta = 0{,}56$ bis $0{,}58$ für dieselben Maschinen mit Coulissensteuerung;

$\beta = 0{,}60$ bis $0{,}70$ für Hochdruck-Maschinen von 4 bis 5,5 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel, mit Coulissensteuerung.

Hiervon gelten die kleineren Werthe für geringere, die grösseren für stärkere Füllungsgrade. Im Allgemeinen sind die vorstehenden Werthe für β etwas zu klein, weil für die meisten zu ihrer Errechnung herangezogenen Maschinen die Kessel so klein waren, dass die indicirte Maschinenleistung hinter der beim Bau angenommenen zurückblieb.

b) Nach den Versuchen von EMERY mit amerikanischen Schiffsmaschinen (Tabellen auf Seite 86 und 87) war:

$\beta = 0{,}60$ bis $0{,}70$ für Maschinen ohne Dampfmäntel,

$\beta = 0{,}70$ bis $0{,}80$ für Maschinen mit Dampfmänteln.

Diese Werthe sind ebenso wie die nachstehend noch von ihm angeführten nach neueren Erfahrungen etwas zu gross, weil die Versuche nicht mit der erforderlichen wissenschaftlichen Strenge durchgeführt wurden.

c) Nach einem Berichte des Inspecteur général du génie maritime*) ergaben sich in der französischen Marine folgende Werthe:

$\beta = 0{,}56$ bis $0{,}84$, im Mittel $\beta = 0{,}65$ für Schraubenschiffsmaschinen nach 204 Beobachtungen,

$\beta = 0{,}68$ für Räderschiffsmaschinen nach 31 Beobachtungen.

Auf Grund dieser Zahlen lässt sich als *Durchschnittswerth für Einfach-Expansionsmaschinen setzen:*

$$\beta = 0{,}60 \text{ bis } 0{,}66.$$

Der Werth von $\beta = 0{,}60$ vergrössert sich mit der Zunahme der Kesselspannung, der Füllung und der Cylinderheizung.

22) *Für Zweifach-Expansions-Schiffsmaschinen* liegen zur Feststellung von β folgende Daten vor: **Coefficient β für Zweifach-Expansionsmaschinen.**

I. Für Woolf'sche Maschinen:

a) Nach dem oben angeführten französischen Berichte war:

$\beta = 0{,}63$ bis $0{,}76$, im Mittel $\beta = 0{,}68$ für Schiffsmaschinen von 1,75 bis 4 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel nach 78 Beobachtungen.

*) A. LEDIEU. Nouvelle théorie élémentaire des machines à feu etc. Paris 1882. S. 627.

b) Nach den Versuchen von EMERY (Tabelle auf Seite 88) war im Mittel bei 5,5 bis 5,7 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel:

$\beta = 0{,}58$ wenn keine Dampfmäntel vorhanden sind,

$\beta = 0{,}75$ wenn die Dampfmäntel geheizt werden.

c) Nach Probefahrten mit deutschen Kriegsschiffsmaschinen:

$\beta = 0{,}65$ bis 0,68 für Maschinen von 5 bis 7 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel.

Als Durchschnittswerth für Woolf'sche Maschinen kann daher angenommen werden:

$$\beta = 0{,}65 \text{ bis } 0{,}68.$$

II. Für zweicylindrige und dreicylindrige Compoundmaschinen:

a) Nach Probefahrten mit neueren deutschen Kriegsschiffsmaschinen:

$\beta = 0{,}66$ bis 0,72 für Schraubenschiffsmaschinen von 5 bis 7 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel und Dampfmänteln.

b) Nach den Versuchen von EMERY (Tabelle auf Seite 89):

$\beta = 0{,}77$ im Mittel bei 2,5 bis 5 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel und geheizten Cylindern.

c) Nach dem französischen Bericht:

$\beta = 0{,}68$ für Mitteldruck-Compoundmaschinen.

Als guter Mittelwerth für neuere, sorgfältiger konstruirte Compoundmaschinen lässt sich demnach voraussetzen:

$$\beta = 0{,}66 \text{ bis } 0{,}70.$$

Coefficient β für Dreifach-Expansionsmaschinen.

23) *Für Dreifach-Expansionsmaschinen* und zwar für einzelne bessere anfänglich gebaute Schiffsmaschinen dieses Systems hat

a) OTTO H. MÜLLER jun.*) die Völligkeits-Coefficienten berechnet und gefunden:

$\beta = 0{,}64$ bis 0,67 für Schraubenschiffsmaschinen von 8 bis 11 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel.

b) Für die bekannten Maschinen von WYLLIE**) schwankt der Werth:

$\beta = 0{,}60$ bis 0,70 für Schraubenschiffsmaschinen von 9,5 bis 10,5 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel.

c) Für die bisher in der deutschen Kriegsmarine erprobten Maschinen war:

$\beta = 0{,}64$ bis 0,68 im Mittel für Schraubenschiffsmaschinen von 10 bis 13 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1887. S. 446.

**) Proceedings of the institution of mechanical engineers. 1886. S. 473.

Als Durchschnittswerth für gute Dreifach-Expansionsmaschinen wäre daher zu setzen:

$$\beta = 0{,}68 \text{ bis } 0{,}70.$$

Bei einzelnen sehr gelungenen Ausführungen ist ein noch höherer Werth als 0,70 erreicht worden.

24) *Für Vierfach-Expansionsmaschinen* liegen eingehende Versuchsergebnisse bis jetzt nur sehr spärlich vor, und die in weiterem Umfange bekannt gewordenen Constructionen lassen sich durchaus nicht als Muster anführen. Nach den von mir angestellten Untersuchungen der Indikator-Diagramme bei vier derartigen Maschinen*) ergab sich eine durchschnittliche Grösse für $\beta = 0{,}59$. Von dreien dieser Maschinen sind die zusammengelegten Diagramme abgebildet und zwar von: Coefficient β für Vierfach-Expansionsmaschinen.

„County of York" . Taf. 2 Fig. 9 . . . $\beta = 0{,}59$
„Rionnag-na-Mara" Taf. 3 Fig. 4 . . . $\beta = 0{,}59$
„Suez" Taf. 4 Fig. 1 . . . $\beta = 0{,}60$.

Diese Maschinen arbeiteten sämmtlich mit einem für die vierstufige Expansion zu niedrigem Kesseldrucke. Wird der letztere auf 14 bis 15 kg/qcm Ueberdruck erhöht, wie es in neuester Zeit schon geschehen ist, so muss auch die Völligkeit der Diagramme eine bessere werden. Bei sorgfältiger Construction der Cylinder und der Steuerung muss sich fast derselbe Völligkeitscoefficient β erreichen lassen, wie bei guten Dreifach-Expansionsmaschinen. Als Beweis für diese Behauptung mag die von ADAMSON**) schon im Jahre 1875 konstruirte stationäre Vierfach-Expansionsmaschine dienen, deren zusammengelegtes Diagramm eine Völligkeit von 0,71 aufweist. Wird daher bei der *Berechnung einer Vierfach-Expansionsmaschine*

$$\beta = 0{,}66$$

angenommen, so ist hinreichende Sicherheit vorhanden, dass der hiermit festgestellte mittlere Druck in Wirklichkeit erreicht wird.

25) Zum Schlusse sei noch erwähnt, dass für stationäre Maschinen bedeutend höhere Werthe von β errechnet wurden, als bisher für Schiffsmaschinen erzielt werden konnten. So ergab eine von DOERFEL***) untersuchte Zweicylinder-Compoundmaschine, welche die Prager Maschinenbau-Actien-Gesellschaft 1885 ausgeführt hatte, einen Werth von $\beta = 0{,}76$, und in Einfach-Expansions-Corlissmaschinen soll, wie bereits auf Seite 140 angeführt wurde, die Grösse von β bis auf 0,85 gestiegen sein. Grösste bisher erreichte Werthe von β.

*) C. BUSLEY. Die Entwickelung der Schiffsmaschine in den letzten Jahrzehnten. II. Aufl. Berlin 1890. S. 62.

**) Quadruple engines. Engineering 1875. II. S. 218.

***) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1887. S. 449.

§ 30.

Pferdestärke.

Metrische Pferdestärke.

1) In den Ländern, welche sich des metrischen Masssystems bedienen, nennt man die Arbeit, welche aufgewandt werden muss, um in einer Sekunde 75 kg einen Meter hoch zu heben *eine Pferdestärke*:

$$1\ H\!P = 75 \text{ smk.}$$

Englische Pferdestärke.

2) In England, Nordamerika und den übrigen nach englischen Massen rechnenden Ländern versteht man unter Pferdestärke die Arbeit, welche erforderlich ist, um in einer Sekunde 550 Pfund einen Fuss hoch zu heben, mithin ist:

$$1\ H\!P = 550 \text{ Sekundenfusspfund.}$$

Vergleich beider.

3) Die englische Pferdestärke ist etwas grösser als die metrische, denn es ist:

$$1\ H\!P \text{ engl.} = 550 \text{ Sekundenfusspfund} = 76{,}041 \text{ smk}$$
$$1\ H\!P \text{ metr.} = 75 \text{ smk} = 542{,}47 \text{ Sekundenfusspfund.}$$

Zur Umwandlung englischer Pferdestärken in metrische und umgekehrt hat man sich daher folgender Zahlen zu bedienen:

$$1\ H\!P \text{ engl.} = 0{,}9863\ H\!P \text{ metr.}$$
$$1\ H\!P \text{ metr.} = 1{,}0139\ H\!P \text{ engl.}$$

In der Praxis unterbleibt diese Umrechnung fast immer, denn wegen des geringen, noch nicht ganz 1,4 % betragenden Unterschiedes nimmt man die metrische und die englische Pferdestärke als gleich gross an.

Arten der Pferdestärken.

4) Die in dem Cylinder einer Dampfmaschine geleistete Arbeit des Dampfes wird in Pferdestärken ausgedrückt. Man unterscheidet je nach der Methode der Berechnung dieser Arbeit:

I) die theoretische Pferdestärke *HP*
II) „ indicirte „ *IHP*
III) „ effective „ *EHP*
IV) „ nominelle „ *NP*.

Erklärung.

5) **I. Die theoretische Pferdestärke** dient als Grundlage für die Berechnung der Abmessungen einer zu erbauenden Schiffsmaschine, sie ist also auch die von der fertiggestellten Maschine erwartete Leistung.

Theoretische Pferdestärke von Einfach-Expansionsmaschinen.

6) *Die theoretische Pferdestärke eines Cylinders einer Einfach-Expansionsmaschine* findet man, wenn man den auf 1 qcm Kolbenfläche entfallenden wirklichen mittleren Druck p_0 mit der *effectiven Kolbenfläche O* in qcm und den hierdurch erhaltenen Gesammtdruck

$$O\,p_0 \text{ kg}$$

mit dem Wege des Kolbens in Metern pro Secunde — der *Kolbengeschwindigkeit* c — multiplicirt und die

$$O\,p_0\,c \quad \text{mk}$$

durch 75 dividirt.

$$IP = \frac{O\,p_0\,c}{75} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (123)$$

Dieser Ausdruck ist noch mit der Anzahl x der Cylinder der Maschine zu multipliciren, wenn ihre theoretische Gesammtpferdestärke angegeben werden soll.

$$IP = \frac{O\,p_0\,c\,x}{75} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (123^a)$$

7) *Die effective Kolbenfläche* O rechnet man für einen Cylinderdurchmesser von D cm bei — Effective Kolbenfläche.

einem Trunkkolben vom Trunkdurchmesser d_T:

$$O = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_T^2) \quad \text{qcm}$$

einem Kolben mit durchgehenden Stangen von gleichem Durchmesser d_x:

$$O = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_x^2) \quad \text{qcm}$$

einem Kolben mit durchgehenden Stangen von ungleichem Durchmesser $d_{,}$ und $d_{,,}$:

$$O = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - \frac{d_{,}^2 + d_{,,}^2}{2}\right) \quad \text{qcm}$$

einem Kolben mit einfacher Stange vom Durchmesser d_k:

$$O = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - \frac{d_k^2}{2}\right) \quad \text{qcm.}$$

Allgemein also:

$$O = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2). \quad (124)$$

8) *Die Kolbengeschwindigkeit* c ist bei einem Hube von H m und N Umdrehungen der Maschine pro Minute — Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{2\,H\,N}{60} \quad \text{m pro Secunde} \ldots \quad (125)$$

Sie beträgt bei:

den ältesten Schiffsmaschinen	1—2 m
„ später gebauten Schiffsmaschinen	2—3 m
„ neueren Schiffsmaschinen	3—4 m
„ Torpedoboots- und schnelllaufenden Schiffsmaschinen	4—6 m.

9) *Die theoretische Gesammtpferdestärke* einer x-cylindrigen Einfach-Expansionsmaschine berechnet sich nun unter Zugrundelegung der Gl. 124 bis 125 und nach Zusammenziehung der Constanten zu: — Theoretische Gesammtpferdestärke von Einfach-Expansionsmaschinen.

$$IP = 0{,}000349\,(D^2 - d^2)\,H\,N\,p_0\,x \ldots\ldots \quad (126)$$

Theoretische Pferdestärke von Zwei- und Mehrfach-Expansionsmaschinen.

10) *Die theoretische Pferdestärke einer Zwei- oder Mehrfach-Expansionsmaschine* wird ebenfalls durch die Gl. 126 ausgedrückt, wenn darin bezeichnet:

D den Durchmesser des Niederdruckcylinders, oder wenn deren 2 bezw. 3 vorhanden sind, statt D nach Gl. 117 (Seite 263) D_r gesetzt wird;

d den Durchmesser der Kolbenstange des Niederdruckcylinders, bezw. der Führungsstange u. s. w. analog Gl. 124; sowie bei 2 oder mehreren Niederdruckcylindern für d ebenfalls der nach Gl. 117 gebildete reducirte Stangendurchmesser d_r eintritt;

p_0 den reducirten wirklichen mittleren Druck nach § 29, 18 (Seite 265);

$x = 0$.

Erklärung.

11) **II. Die indicirte Pferdestärke** giebt nur die vom Dampfe in den Cylindern verrichtete Arbeit an, ohne die in der Maschine selbst entstehenden schädlichen Widerstände zu berücksichtigen. Bei gut construirten Maschinen stimmt die indicirte Pferdestärke mit der theoretischen überein, sonst giebt sie einen Massstab ab, wie weit die wirkliche Maschinenleistung der erwarteten (theoretischen) entspricht. In neuerer Zeit wird die Leistung einer Schiffsmaschine fast ausschliesslich in indicirten Pferdestärken angegeben.

Mittlerer indicirter Druck p_i.

12) Man findet die indicirte Pferdestärke, wenn man in Gl. 126 statt des berechneten mittleren Druckes p_0 den *indicirten* d. h. *gemessenen* mittleren treibenden Druck p_i einsetzt. Zum Messen dieses Druckes dient der Indikator, welcher in einem späteren Abschnitt näher beschrieben ist. Dieses Instrument zeichnet ein Spannungsdiagramm, dessen Inhalt gleich der vom Dampfe während eines Hubes auf ein qcm Kolbenfläche verrichteten Arbeit ist. Die mittlere Ordinate dieses Diagramms liefert den *mittleren indicirten Druck* p_i.

Feststellung des mittleren indicirten Druckes.

13) Die mittlere Ordinate des Indikator-Diagramms ermittelt man auf folgende Weise:

a) *Ueberschläglich* durch Construction bei nicht zu kleinen Füllungen, indem man die mittlere Ordinate der Eintrittsspannung p nach unten um $\frac{p}{4}$ verlängert und von diesem Punkte A aus mit $^5/_4\, p$ einen Kreisbogen schlägt. Theilt man die durch diesen Kreis vom Diagramm abgeschnittene Strecke $B\,C$ so, dass $\frac{B\,D}{B\,C} = \frac{h}{H}$ und zieht von D eine Senkrechte zur atmosphärischen Linie, so liefert das durch den Kreisbogen begrenzte Stück $D\,E$ dieser Senkrechten den

mittleren Druck (Tafel 8; Fig. 4). Derselbe ergiebt sich nach diesem Verfahren für das benutzte Diagramm zu: $p_i = 1{,}38$ kg.

b) *Praktisch*, durch Rechnung, indem man das Indikator-Diagramm mit Hülfe des jedem Indikator beigegebenen Parallellineals in 10 gleiche Theile theilt, diese halbirt und die Ordinaten der Halbirungspunkte mit dem entsprechenden Massstabe aufmisst. Das arithmetische Mittel dieser 10 Ordinaten liefert p_i ebenfalls. Auf Tafel 8, Fig. 6 wird nach dieser Methode bei demselben Diagramm $p_i = 1{,}36$ kg.

c) *Genauer* durch Rechnung, wenn man das Diagramm in eine gerade Anzahl gleicher Theile n theilt, die Anfangs- und End-ordinaten, sowie die Ordinaten der Theilpunkte aufmisst und aus diesen nach der Simpson'schen Regel:

$$p_i = \frac{1}{3\,n}\left[p_0 + p_n + 4\,(p_1 + p_3 + \ldots . p_{n-1}) + 2\,(p_2 + p_4 \ldots . p_{n-2})\right]$$

oder weniger genau nach:

$$p_i = \frac{0{,}5\,(p_0 + p_n) + p_1 + p_2 + \ldots\ldots p_{n-1}}{n}$$

berechnet. Auf Tafel 8, Fig. 5 ist nach der Simpson'schen Regel berechnet bei demselben Diagramm $p_i = 1{,}375$ kg.

d) *Am genauesten und schnellsten* durch Messung, wenn man p_i mit Hülfe eines AMSLER-LAFFON'schen Polarplanimeters feststellt, wie dies in den Marinen üblich ist. Hiernach bestimmt sich endlich bei demselben Diagramm $p_i = 1{,}385$ kg. Auf die Beschreibung dieses Instruments kann hier nicht eingegangen werden, dasselbe ist ausführlich behandelt in der unten vermerkten Schrift.*)

14) Soll die indicirte Pferdestärke einer mehrcylindrigen Einfach-Expansionsmaschine sowie einer Zwei- oder Mehrfach-Expansions-maschine festgestellt werden, so sind an allen Cylindern gleichzeitig Indikatordiagramme zu nehmen, aus jedem derselben ist p_i zu bestimmen und nach *Berechnung der indicirten Pferdestärke.*

$$IHP = 0{,}000349\,(D^2 - d^2)\,H\,N\,p_i \;\ldots\ldots\ldots \quad (127)$$

die Pferdestärke eines jeden Cylinders zu berechnen. Die Summe derselben liefert die indicirte Pferdestärke der Maschine.

15) **III. Die effective Pferdestärke** ist allgemein gesprochen die Nutz-leistung einer Dampfmaschine, welche nach Abzug aller in der-selben auftretenden schädlichen Widerstandsarbeiten von der indicirten Pferdestärke erhalten wird. Die effective Pferdestärke ist hiernach als die von der Kurbelwelle weiter gegebene Arbeit, *Erklärung.*

*) NEHLS: Ueber den Amsler'schen Polarplanimeter etc. Leipzig. 1874.

oder die durch die Hauptwellenkupplung einer Schraubenschiffsmaschine tretende Leistung zu erklären. Durch die im folgenden Abschnitt erläuterten, von dem älteren FROUDE in's Leben gerufenen Methoden zur Bestimmung der Maschinenkraft eines zu erbauenden Dampfers, ist es dagegen in neuerer Zeit gebräuchlich geworden, als effective Pferdestärke einer Schiffsmaschine nicht mehr die nach obiger Erklärung auf die Kurbelwelle übertragene Arbeitsleistung, sondern die zur Ueberwindung des Schiffswiderstandes verwandte Maschinenarbeit zu bezeichnen. Die effective Pferdestärke einer Schiffsmaschine wird also dargestellt, indem man von ihrer indicirten Pferdestärke nicht nur die in der Maschine selbst auftretenden Widerstandsarbeiten, sondern auch die durch die Wellenleitung und den Propeller verursachten, der Schiffsbewegung hinderlichen Arbeiten abzieht.

Effective Pferdestärke von Schiffs-hülfsmaschinen.

16) **Die effective Pferdestärke von kleineren Dampfmaschinen** z. B. von Schiffshülfsmaschinen oder Dampfbeibootsmaschinen wird mittels Dynamometer und unter diesen am einfachsten mittels des *Prony'schen Zaumes* (Tafel 9*, Fig. 1) festgestellt, durch welchen sich die Nutzleistung der Maschinen als Reibungsarbeit nachweisen lässt. Auf der Kurbelwelle der Maschine wird eine Scheibe a festgekeilt, um dieselbe legen sich zwei hölzerne Bremsbacken $b\,b$, welche mittelst Schraubenbolzen mit dem Hebel $c\,d$ verbunden sind. Diese Schrauben werden so lange angezogen, bis die Maschinenwelle mit der erwünschten Umdrehungszahl gleichmässig umläuft. Am Hebelende bei d hängt eine Schale zur Aufnahme von Gewichten, welche die Reibung im Gleichgewicht und den Hebel wagerecht halten müssen. Bei c muss der Hebel so belastet werden, dass er nach Abnahme der Gewichte von der Schale über der Scheibe a balancirt. Um ein zu weites Hinausgehen des Hebels $c\,d$ aus seiner wagerechten Lage zu verhindern, sind die beiden Schutzbalken e und f anzubringen. Da die zwischen den Backen $b\,b$ erzeugte starke Reibung das Holz zum Verkohlen bringt, so muss auf dieselben beständig ein Wasserstrahl durch das oben angeordnete Schmiergefäss fliessen. Bezeichnet nun:

N die Umdrehungszahl der Maschine in der Minute,

l die Länge des Hebels in m,

G das auf der Schale liegende Gewicht in kg;

so ist zunächst $G\,l$ ein Kraftmoment, welches dem am Umfange der Scheibe vom Radius r auftretenden Reibungsmoment $R\,r$ das Gleichgewicht hält. Bei einer Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe von $\frac{2\,r\,\pi\,N}{60}$ m in der Sekunde wird die Reibungsarbeit:

$$\frac{2\,\pi\,N}{60}\,R\,r \text{ mk oder: } \frac{2\,\pi\,N}{60\,.\,75}\,R\,r \;\; IP.$$

Da nun $R\,r = G\,l$, so folgt:

$$\mathfrak{H}P = \frac{2\,\pi\,N}{60\,.\,75}\,G\,l = 0{,}001396\,N\,G\,l \quad \ldots\ldots\ldots \quad (128)$$

17) Der Prony'sche Zaum ist zwar leicht anzufertigen und zu benutzen, steht aber als Backenbremse den einen geringeren Raum einnehmenden und weniger Schwankungen ausgesetzten Bandbremsen nach. Handelt es sich deshalb um zahlreiche und möglichst genaue Messungen, so ist die Verwendung von Bandbremsen statt der Backenbremsen zu empfehlen. Eine grössere Zahl der neueren, verbesserten Bandbremsen, unter denen namentlich die BRAUER'sche hervorzuheben ist, theilt GRASHOF*) in seiner Maschinenlehre mit, woselbst auch die Art ihrer Verwendung u. s. w. eingehend besprochen wird, für deren Anführung es hier an Raum mangelt. Bandbremsen.

18) **Die effective Pferdestärke grösserer Schiffsmaschinen** lässt sich wegen der gewaltigen Abmessungen, welche die Bremsen annehmen müssten, nicht mehr auf die vorstehend erwähnte Weise bestimmen. Zu ihrer Festsetzung folgt man meistens, wie schon gesagt, dem vom älteren FROUDE**) eingeschlagenen Wege. Er zerlegt den Gesammtwiderstand, welcher sich einer Schraubenschiffsmaschine entgegensetzt, folgendermassen: Froude's Feststellung der effectiven Pferdestärke von Schrauben-schiffsmaschinen.

a) Den reinen Schiffswiderstand. Die zur Ueberwindung desselben erforderliche Arbeit ist die effective Pferdestärke $\mathfrak{H}P$.
b) Die Vergrösserung jenes Widerstandes infolge des durch die Schraubenwirkung auf das Hinterschiff ausgeübten negativen Druckes.
c) Die Reibung der Schraube im Wasser.
d) Die Reibung der leergehenden Maschine.
e) Die zusätzliche Reibung derselben, hervorgebracht durch den Widerstand des Schiffes und des Propellers.
f) Der Widerstand der Pumpen.

Wenn diese 6 Kräfte in kg ausgedrückt, mit dem Schiffswege in Meter für eine Sekunde multiplicirt und dann durch 75 dividirt werden, so geben sie in ihrer Gesammtheit die Arbeit an, welche nur für die Fortbewegung des Schiffes im Wasser aufgewendet werden muss, diese Leistung nennt FROUDE — *die Schiffspferdestärke* SP. Ihre einzelnen Elemente müssen sich selbstredend durch Bruchtheile der $\mathfrak{H}P$ ausdrücken lassen, da diese in gewissem Sinne der Ursprung aller ist.

19) Um von der Schiffspferdestärke zur indicirten Pferdestärke übergehen zu können, muss noch die auf die Hervorbringung des Rücklaufs der Schraube aufgewendete Arbeit berücksichtigt werden. Berücksichtigung des Rücklaufs der Schraube.

*) F. GRASHOF. Theoretische Maschinenlehre. Hamburg 1883. II. B. S. 832 u. f.

**) W. FROUDE. On the ratio of indicated to effective horse power. Transactions of the institution of naval architects. London 1876. S. 165 u. f.

Damit sich auch diese in den Rahmen der *EHP* einschliessen lässt, ist es nothwendig, bei ihrer Festsetzung die Geschwindigkeit des Schiffes und nicht, wie es eigentlich geschehen sollte, die Geschwindigkeit der Schraube zu Grunde zu legen. Bei einer solchen Betrachtungsart erscheinen die oben von *b* bis *f* genannten Kraftelemente als Vermehrungen des Schiffswiderstandes, welche auch bestehen würden, wenn kein Rücklauf der Schraube vorhanden wäre, wogegen sich der Rücklauf nur als eine weitere, alle Elemente gleichmässig treffende Kraftzunahme herausstellt. Mit andern Worten, es sind infolge des Rücklaufes eine Anzahl von minutlichen Umdrehungen mehr erforderlich, welche die Maschine mit ihrer gesammten Belastung, sowohl der nützlichen wie der schädlichen, zurücklegen muss.

Allgemeine Grösse der Kraftelemente.

20) Nach Modellschleppversuchen stellte FROUDE den negativen Druck auf das Hinterschiff, welchen die Schraubenwirkung verursacht, auf 0,4 des reinen Schiffswiderstandes fest. Den Reibungswiderstand der Schraube im Wasser fand er bei den Schleppversuchen des „Greyhound" gleich 0,1 jenes Widerstandes. Ferner nahm er den früheren Anschauungen entsprechend, sowohl die Reibung der leergehenden Maschine als auch die zusätzliche Reibung zu je $^1/_7$ des Gesammtwiderstandes der Maschine an, und setzte den nach TREDGOLD zwischen $^1/_{10}$ bis $^1/_{20}$ dieses Gesammtwiderstandes schwankenden Widerstand der Luft- und Speisepumpen als Mittelwerth gleich 0,075. Hiernach ergiebt sich:

a)	Die Widerstandsarbeit des Schiffes	1,000 *EHP*
b)	Der von dem negativen Druck der Schraube auf das Hinterschiff herrührende Arbeitsverlust . . .	0,400 *EHP*
c)	Die Reibungsarbeit der Schraube im Wasser . .	0,100 *EHP*
d)	Die Reibungsarbeit der leergehenden Maschine .	0,143 *SHP*
e)	Die zusätzliche Reibungsarbeit der belasteten Maschine	0,143 *SHP*
f)	Die Reibungsarbeit der Pumpen	0,075 *SHP*

$$SHP = 1{,}5\ EHP + 0{,}361\ SHP.$$

$$0{,}639\ SHP = 1{,}5\ EHP$$

$$SHP = 2{,}347\ EHP.$$

Hierzu kommt für den Rücklauf der Schraube 0,1 *SHP* und dadurch wird:

$$IHP = 1{,}1\ SHP = 2{,}582\ EHP$$

$$EHP = 0{,}387\ IHP \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (129)$$

Verbesserung der vorstehenden Formel.

21) Um diese für die *grösste* Geschwindigkeit V abgeleitete Formel auch für alle anderen Geschwindigkeiten v benutzen zu können, trennt FROUDE die Leergangsarbeit der Maschine, welche ein von ihrer Geschwindigkeit abhängiger Widerstand ist, von dem übrigen

Ausdruck ab und ersetzt den nach seiner Meinung etwas hypothetischen Coefficienten 2,582 durch den mit praktischen Erfahrungen besser übereinstimmenden Werth 2,7. Von den 2,7 EP, welche nun die IP der Maschine bei der grössten Geschwindigkeit V ausmachen, gehen nach der Annahme unter 20) $^1/_7 = 0{,}385\ EP$ für die Leergangsarbeit der Maschine ab, die restirenden 2,315 EP müssen daher die anderen Arbeiten hervorbringen. Die IP, welche durch die Leergangsarbeit der Maschine bei einer anderen Geschwindigkeit v verbraucht wird, ist dieser Geschwindigkeit proportional, so dass sie $\frac{v}{V}\, 0{,}385\ EP$ wird. Demnach entsteht:

$$IP = 2{,}315\ EP + 0{,}385\ \frac{v}{V}\ EP \quad \ldots\ldots\ldots \quad (129^a)$$

wenn unter EP, die der Geschwindigkeit V entsprechende verstanden wird. FROUDE sagt am Schlusse seiner Arbeit ausdrücklich, die obige Formel soll nicht als eine vollkommene, sondern nur als ein wohlbegründeter Schritt vorwärts zu einer solchen aufgefasst werden.

22) Nach den vorstehenden Annahmen von FROUDE gehen im Allgemeinen von der IP einer Schraubenschiffsmaschine verloren, wenn ihre eigenen Widerstände voran gesetzt werden: Grösse der Kraftelemente in indicirten Pferdestärken.

α) Durch die Reibung der leergehenden Maschine .	0,130 IP
β) Durch die zusätzliche Reibung	0,130 IP
γ) Durch die Arbeit der Pumpen	0,069 IP
δ) Durch die Reibung der Schraube im Wasser . .	0,039 IP
ε) Durch den negativen Druck, der durch die Schraubenwirkung auf das Hinterschiff ausgeübt wird .	0,155 IP
ζ) Durch den Rücklauf der Schraube	0,090 IP
zusammen	0,613 IP.

Es verbleiben also für die Ueberwindung des Schiffswiderstandes nur die durch Gl. 129 ermittelten 0,387 IP.

23) Nach einer von RAUCHFUSS *) angestellten Analyse der Probefahrtsergebnisse von 56 (indessen meistens älteren) Schiffen der deutschen Marine findet er, dass bei Volldampffahrten: Allgemeine Grösse des Nutzeffects η von Schiffsmaschinen.

$$EP = 0{,}35 \text{ bis } 0{,}45\ IP$$

der Maschine ist. Bei Fahrten, welche nicht mit voller Kraft ausgeführt werden, erhöhen sich diese Coefficienten etwas, weil mit der Geschwindigkeit nach Gl. 130 die Leergangsarbeit der Maschine abnimmt, also ihre Nutzleistung grösser wird. — Der Nutzeffect $\eta = \frac{EP}{IP}$ hat nach den von RAUCHFUSS angestellten Rechnungen

*) E. RAUCHFUSS. Widerstand und Maschinenleistung der Dampfschiffe. Kiel 1886. S. 34.

für die von ihm untersuchten Schiffe der deutschen Marine die in der nachstehenden Tabelle angegebenen allgemeinen Werthe; er steigt, wie bekannt, mit der absoluten Grösse der Schiffe, also auch jener der Maschinen.

Tabelle über den Nutzeffect von Schiffsmaschinen.

Deplacement des Schiffes in Tonnen	Werth von η im Mittel	Werth von η angenähert
1	2	3
8000 und darüber	0,460	0,470
4000 bis 8000	0,455	0,450
2000 bis 4000	0,435	0,430
1000 bis 2000	0,404	0,410
500 bis 1000	0,402	0,390
200 bis 500	0,381	0,370
200 und darunter	0,368	0,350

Nutzeffect η nach neueren Untersuchungen.

24) Zu dem oben angeführten Verhältniss der effectiven Pferdestärke, d. h. der reinen Widerstandsarbeit des Schiffes zur indicirten Pferdestärke, d. h. der vom Dampfe in den Cylindern geleisteten Arbeit sei noch bemerkt, dass nach neueren Modellschleppversuchen von DENNY und dem jüngeren FROUDE, sowie den von ersterem untersuchten bezw. selbst veranstalteten Progressivprobefahrten sich dasselbe gegenwärtig für gewöhnliche, grössere und neuere Dampfer auf etwa

$$EP = 0{,}45 \text{ bis } 0{,}50\ IP \qquad (130)$$

stellt. Den letzteren Werth überschreitet es nur bei den neuesten ausserordentlich scharfen Schnelldampfern, bei denen etwa

$$EP = 0{,}53 \text{ bis } 0{,}55\ IP$$

erreicht wird. In einem besonderen Falle hat DENNY bei einem von INGLIS erbauten Dampfer, dessen Circulationspumpen durch eine besondere Dampfmaschine getrieben wurden, einer früher bei Handelsdampfern ungewöhnlichen Construction, $EP = 0{,}60\ IP$ festgestellt; und bei einem schnellen Torpedoboot von YARROW, bei welchem Luft-, Circulations- und Speisepumpen durch eine besondere Dampfmaschine bewegt wurden, deren Stärke nicht in die IP der Maschine einbezogen wurde, soll sich $EP = 0{,}75\ IP$ ergeben haben. Dieses sind zur Zeit aber noch so grosse Ausnahmefälle und auch nur bei hohem Wirkungsgrade der Maschine möglich, dass sie die von DENNY für gute Durchschnittsausführungen aufgestellte allgemeine Regel

$$EP = 0{,}50\ IP$$

kaum berühren.

25) **Verbesserung der FROUDE'schen Zahlenwerthe.** In den letzten Jahren sind viele Versuche angestellt, durch welche die unter 22) nach den FROUDE'schen Annahmen abgeleiteten Zahlenwerthe der einzelnen Widerstandsarbeiten einer Schiffsmaschine sehr wesentliche Aenderungen erfahren. Diese neuen Werthe erklären gleichzeitig in zwangloser Weise die Erhöhung des FROUDE'schen Nutzeffectes von 0,387 bis zu dem DENNY'schen von 0,50, weswegen sie nachstehend in der Kürze angeführt werden sollen. Abänderung der Froude'schen Zahlenwerthe.

26) *α. Die Leergangsarbeit von Schiffsmaschinen* ist wiederholt von MUDD festgestellt worden. Als Leiter der Central Marine Engineering Company in West-Hartlepool hat er in der dortigen Montirungswerkstatt ein Fundament errichten lassen, auf welchem die Maschinen nicht bloss zusammengesetzt, sondern auch mit Dampf im Leergange erprobt werden können. Von seinen diesbezüglichen Versuchen sind bisher zwei veröffentlicht worden, einer mit der Dreifach-Expansionsmaschine des Dampfers „Cleveland"*) und einer mit der Compoundmaschine des Dampfers „Stepney"**). Leergangsarbeit.

27) Die beim Leergang mit ausgerückter Expansionssteuerung unter Innehaltung von 63 Umdrehungen in der Minute an der „Cleveland"-Maschine genommenen Indikator-Diagramme zeigt Fig. 2 auf Taf. 9. Hiernach wurden geleistet: Versuch mit der Maschine der „Cleveland".

Im Hochdruckcylinder	16,10 *IIP*
„ Mitteldruckcylinder	5,13 „
„ Niederdruckcylinder	23,10 „
zusammen	44,33 *IIP*.

Da die Maschine im Betriebe etwa 900 Pferdestärken indicirt, (eine Schwestermaschine hat im Dampfer „Enfield"***) bei 4 Meilenfahrten zwischen 817 bis 909, im Mittel 866 *IIP* ergeben), so beträgt diese Leerlaufarbeit nur rund 5 % von der indicirten. Bei dem Versuche in der Werkstatt musste die Circulationspumpe das Wasser 5,94 m hoch und 137 m weit ansaugen, welches einer Arbeit von 5,5 *IP* entspricht, wozu noch ebenfalls 5,5 *IP* für die Reibungen in der engen Rohrleitung, zusammen also 11 *IP* gerechnet werden können, dann bleiben nur rund 34 *IIP* für die Leergangsarbeit übrig, oder etwa nur 4 % der gesammten *IIP* der Maschine. Hierzu wären noch etwa 2 bis 2½ % der indicirten Maschinenleistung für die Leergangsarbeit der Schraubenwellenleitung zu rechnen, so dass die gesammte Leergangsarbeit der Maschinen 6 bis 6½ % ihrer indicirten Pferdestärke beträgt.

28) Die zweicylindrige Compoundmaschine des Dampfers „Stepney" ergab nach den Taf. 9, Fig. 3 abgebildeten Indikator-Diagrammen Versuch mit der Maschine des Dampfers „Stepney".

*) Engineering 1886. I. S. 206.
**) Engineering 1886. II. S. 290.
***) Engineering 1886. I. S. 10.

beim Leergang mit 80 Umdrehungen, voll ausgelegter Steuerung und fast geschlossener Drosselklappe 54,8 *IIP*. Werden hiervon etwa 6 bis 7 *IP* für die Arbeit der Circulationspumpe abgezogen, so stellt sich die Leergangsarbeit auf ungefähr 6 bis 7 % der 650 *IIP* betragenden Gesammtleistung der Maschinen. MUDD zieht, wie beiläufig erwähnt werden mag, aus dem Vergleich zwischen beiden Leergangsarbeiten den Schluss, dass die Dreikurbelmaschine etwa 2 bis $2\frac{1}{2}$ % ihrer indicirten Pferdestärke für den Leergang weniger nöthig hatte als die Zweikurbelmaschine. Wenn man nun bedenkt, dass die Leergangsarbeit der vollkommen neuen, gerade erst zusammengesetzten Maschinen, wegen der noch nicht völlig eingelaufenen Lager grösser sein musste als in einer gut gehaltenen und längere Zeit im Betriebe befindlichen Maschine, so kommt man zu dem Schlusse, dass die Berechnung der Leergangsarbeit einer Schiffsmaschine auf 13 % ihrer grössten indicirten Leistung mindestens um das Doppelte zu gross gegriffen ist, ja dass sie bei besonders sorgfältig gebauten mehrtausendpferdigen Maschinen bis auf 5 % derselben heruntergehen wird.

Versuche von Isherwood.

29) Die von ISHERWOOD untersuchten Schiffsmaschinen, von denen im folgenden Abschnitt noch die Rede sein wird, weisen eine mittlere Leergangsarbeit von etwa 8 % ihrer grössten indicirten Leistung auf. Es sind meistens kleinere Maschinen mit weniger als 100 *IIP* grösster Leistung, bei denen die zur Bewegung ihrer Massen verbrauchte Arbeit nach alter Erfahrung verhältnissmässig grösser wird als bei sehr mächtigen Maschinen. Erwähnt mag noch werden, dass ISHERWOOD in einzelnen Fällen die Leergangsarbeit zu 5 %, ja sogar nur zu 3 % der grössten indicirten Leistung an kleinen Dampfbeibootsmaschinen nachgewiesen hat. *Nach dem Vorstehenden wird man daher ganz sicher gehen, wenn man die Leergangsarbeit mittelgrosser, gut gehaltener Schiffsmaschinen mit 7 % ihrer grössten indicirten Leistung in Rechnung stellt.*

Versuche von Thurston.

30) *β. Die zusätzliche Reibungsarbeit* scheint nach äusserst sorgfältig angestellten Untersuchungen von THURSTON*) für gut gehaltene und geschmierte Dampfmaschinen überhaupt nicht vorhanden zu sein. In drei von ihm erprobten Dampfmaschinen von 20, bezw. 100 und nochmals 20 *IIP* zeigte sich die auf 12 %, bezw. 8,88 % und 9,62 % der vorstehenden indicirten Leistung ermittelte Leergangsarbeit gleichzeitig als die Reibungsarbeit der voll belasteten Maschinen. Eine *Zunahme* der Reibung infolge der Belastung fand also in diesen Maschinen *nicht* statt, d. h. ihre Reibungsarbeit war vom Leergange bis zum Vollgange immer die gleiche. In einer vierten Maschine schwankte die Reibungsarbeit zwar von 13,5 bis 17,5 *IP*, indessen war dies lediglich eine Folge der mehr oder

*) Journal of the Franklin-Institute. Philadelphia. 1888. Novemberheft.

minder reichlichen Schmierung. Der von THURSTON festgestellte Procentsatz der Leergangsarbeit von der Gesammtleistung der Maschine stimmt sehr gut mit den von ISHERWOOD an seinen ebenfalls nur kleinen Maschinen ermittelten überein und kann den Schlusssatz unter 29) nur erhärten. ISHERWOOD rechnet bei seinen Untersuchungen, welche früher als die von THURSTON angestellt wurden, immer mit einer zusätzlichen Reibungsarbeit von 7,5 % der indicirten, nimmt sie also nur etwas mehr als halb so gross an, wie FROUDE sie in Ansatz bringt.

31) BRAUER*) und andere haben durch Versuche an 5 Locomobilen und einer transportabeln Compoundmaschine mit Condensation die Reibungsarbeit bei voller Belastung grösser als beim Leergange gefunden, mit Ausnahme der Locomobile No. 3, bei welcher sie abnahm. Bei den Locomobilen No. 1 und 2 nahm sie zuerst zu und dann ab, nur bei den Locomobilen No. 4, No. 5 und der Compoundmaschine wuchs sie stetig. Vergleicht man die Ergebnisse dieser Versuche mit denen THURSTON'S und zieht dabei in Betracht, dass zur Ausführung derselben eine äusserst sorgfältige Behandlung des Indikators von nöthen ist, da es immer nur auf sehr geringe Unterschiede in den während der Bremsbelastung abgenommenen Diagrammen ankommt, so kann man sich der Ansicht nicht verschliessen, dass THURSTON'S Behauptung, *die Reibungsarbeit des Leerganges einer Maschine bleibe bei guter Schmierung auch die Reibungsarbeit des Vollganges, d. h. die zusätzliche Reibung ist gleich Null,* sehr viel für sich hat.

Versuche von Brauer u. a.

Tabelle der Reibungsarbeiten der einzelnen Maschinentheile.

Maschinentheile	Maschine I von 20 *IHP* Schieber entlastet	Maschine I von 20 *IHP* Schieber nicht entlastet	Maschine III von 20 *IHP*	Maschine II von 100 *IHP*	Maschine IV von 70 *IHP*
1	2	3	4	5	6
Kurbelwellenlager	47,1	35,4	35,0	41,6	46,0
Kolben und Kolbenstange	32,9	25,0	21,0	} 49,1	21,0
Kurbelzapfen	6,8	5,1	} 13,0		
Kreuzkopf	5,4	4,1			
Schieber	2,5	26,4	} 22,0	9,3	21,0
Excenter	5,3	4,0			
Coulisse und Excenter	—	—	9,0	—	
Luftpumpe	—	—	—	—	12,0
Zusammen:	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

*) Der Civilingenieur. Leipzig. 1884. Heft 4 und 5.

Reibungsarbeit einzelner Maschinentheile.

32) Höchst bemerkenswerth sind die von THURSTON bestimmten Theilbeträge, welche die einzelnen Maschinen-Elemente zur Gesammtreibungsarbeit beitragen, wie er sie in umstehender Tabelle in % der Gesammtreibung zusammengefasst hat. Die grösste Reibung verursachen hiernach die Kurbelwellenlager mit 35 bis 47 % der gesammten Reibungsarbeit oder nach den unter 30) angegebenen Zahlen mit etwa 4 % der Maschinenleistung. In zweiter Linie folgt die Reibung des Kolbens und seiner Stange, deren Mindestbetrag 21 % der Gesammtreibung oder 2 % der Maschinenleistung ausmacht. Durch eine gute Metallpackung der Kolbenstangen-Stopfbüchse und umsichtige Behandlung des Kolbens ist dieser Betrag wahrscheinlich noch weiter zu vermindern. In dritter Reihe steht die Reibung des unentlasteten Schiebers, welche unter Umständen grösser ist als die Kolbenreibung, die anderen Reibungswiderstände sind dagegen weniger wesentlich.

Pumpenarbeit.

33) γ. *Die Arbeit der Pumpen* ist von FROUDE ebenfalls viel zu gross angenommen. Als Beispiel für die Verringerung dieser Arbeit, falls die einzelnen Pumpen durch besondere Dampfmaschinen angetrieben werden, können folgende Ergebnisse von der im Januar 1890 vorgenommenen Vollkraft-Probefahrt der deutschen Kreuzerkorvette „Princess Wilhelm“ dienen. Es indicirten im Mittel:

die Hauptmaschinen	9241 *IIP*
die Luftpumpenmaschinen	258 „
die Circulationspumpenmaschinen . . .	48 „
die Dampfspeisepumpen	34 „
Gesammtmaschinenleistung	9571 *IIP*.

Hiervon entfallen auf die:

Arbeit der Luftpumpen	2,591 %
„ „ Circulationspumpen	0,501 „
„ „ Dampfspeisepumpen	0,355 „
Gesammtarbeit der Pumpen	3,447 %.

Mithin wäre die Widerstandsarbeit der Pumpen für diese Maschinen nur mit 3,5 % und nicht mit 7,5 % in Rechnung zu ziehen. Es liegt kein Grund zu der Annahme vor, dass die Widerstandsarbeit der Pumpen bei ihrer jetzt beliebten Trennung von der eigentlichen Schiffsmaschine in anderen Fällen wesentlich grösser ausfallen könnte, so dass ihre Festsetzung auf 4 % der Maschinenleistung ausreichend sein dürfte, bis weiteres Versuchsmaterial vorliegt.

Reibungsarbeit der Schraube im Wasser.

34) δ. *Die Reibungsarbeit der Schraube im Wasser* scheint FROUDE im Gegensatz zu den vorstehenden Arbeiten entschieden zu niedrig angesetzt zu haben. Grössere Schrauben als die verhältnissmässig kleine „Greyhound“-Schraube, welche an schnelleren Schiffen ausserdem auch noch eine viel grössere Umdrehungsgeschwindigkeit haben,

müssen eine viel beträchtlichere Reibungsarbeit entwickeln als 4 % der Maschinenleistung, wie FROUDE annimmt. ISHERWOOD findet die Reibungsarbeit der von ihm untersuchten kleineren Schrauben durchschnittlich schon zu 8 bis 9 % der Nettoleistung (indicirte Leistung abzüglich der Leergangsarbeit) der Maschine, so dass ihre Veranschlagung auf 10 % der indicirten Maschinenleistung für grosse schnelle Dampfer als mässig angesehen werden muss.

Negativer Druck auf das Hinterschiff.

35) ε. *Der negative Druck, welchen die Schraubenwirkung auf das Hinterschiff hervorbringt*, ist zuerst von FROUDE und später von TIDEMANN*) durch Modellschleppversuche ermittelt worden. Die von letzterem veröffentlichten Ergebnisse seiner Versuche bestätigen im Grossen und Ganzen die ungefähre Richtigkeit des von FROUDE zu 15 % der indicirten Leistung angenommenen Arbeitsverlustes durch die ungünstige Wirkung der Schraube auf das Hinterschiff.

Rücklaufarbeit der Schraube.

36) ζ. *Die Rücklaufsarbeit der Schraube* wird FROUDE mit etwa 9 % der indicirten Leistung im Mittel wohl richtig getroffen haben. Nach den Versuchen von ISHERWOOD, welcher die Arbeit der Schraubenwirkung auf das Hinterschiff und des Rücklaufes zusammenfasst, stellt sich nämlich deren Grösse durchschnittlich auf 22 % der Nettoleistung (siebe unter 34) der Maschine, was nahezu 24 % der indicirten Leistung ausmachen dürfte. Wird die Schraubenwirkung auf das Hinterschiff mit 15 % der indicirten Leistung festgehalten, so bleiben nach den Ergebnissen ISHERWOOD'S ebenfalls 9 % für die Rücklaufsarbeit der Schraube übrig.

Zusammenfassung des neueren Versuchsmaterials.

37) Stellt man die verschiedenen Arbeiten auf Grund der vorstehenden Versuche zusammen, so kommt man zu folgendem Ergebnisse:

Leergangsarbeit der Maschine	0,070 *IP*
Zusätzliche Reibungsarbeit der Maschine	0,000 „
Arbeit der Pumpen	0,040 „
Reibungsarbeit der Schraube im Wasser	0,100 „
Arbeitsverlust infolge der Schraubenwirkung . .	0,150 „
Rücklaufsarbeit der Schraube	0,090 „
Zusammen	0,450 *IP*.

Somit verbleiben: $EP = 0{,}550\ IP$

für die Ueberwindung der reinen Widerstandsarbeit des Schiffes, wie auch bei grossen Schnelldampfern schon erreicht wurde.

Erhöhung des Nutzeffectes η.

38) Es liegt die Frage nahe, ob sich in Zukunft eine weitere Vergrösserung des Nutzeffectes der Schiffsmaschinen erreichen lassen wird. Angesichts des Vorwärtsstrebens der Constructeure muss diese Frage unbedingt bejaht werden. Zunächst dürfte im Vorstehenden nachgewiesen sein, dass schon heute die besten grösseren

*) B. J. TIDEMANN. Memorial van de Marine. Amsterdam 1876—80. II Afdeeling. S. 75—90.

Schiffsmaschinen, in denen keine zusätzliche Reibung auftritt, für Leerlauf- und Pumpenarbeit zusammen nicht viel mehr als 8 % ihrer indicirten Leistung verbrauchen, während vorstehend noch 11 % dafür in Rechnung gesetzt sind. Durch möglichstes Glätten (Poliren) der Flügelflächen und Ausschärfen ihrer Kanten sucht man die Reibungsarbeit der Schrauben einzuschränken; durch mit sehr scharfen Linien verbundene grosse Länge des Hinterschiffes und Anbringung der Schraube so weit nach hinten als irgend erreichbar, werden die Folgen der Schraubenwirkung auf das Hinterschiff bekämpft; und durch vortheilhafte Gestaltung der Schrauben inbezug auf Durchmesser, Steigung und Flügelform wird eine Verringerung ihrer Rücklaufarbeit angestrebt. Es ist somit zu hoffen, dass sich in Zukunft der durchschnittliche Nutzeffect von guten, grossen Schraubenschiffsmaschinen auf $\eta = 0{,}60$ und darüber heben wird.

Nominelle Pferdestärke.

39) **IV. Die nominelle Pferdestärke** ist eine längst veraltete Bezeichnung der Maschinenleistung, nur zu WATT'S Zeiten war sie mit der indicirten Pferdestärke identisch. Sie wurde, wie nachstehend mitgetheilt ist, für Niederdruckmaschinen auf die verschiedenste Weise berechnet, war aber zuletzt nur eine auf die Kolbenfläche bezügliche Verhältnisszahl, welche vereinzelt wohl noch für Compoundmaschinen, indessen nicht mehr für die jetzige Dreifach-Expansionsmaschine Verwendung fand.

Watt'sche Formel.

40) Die WATT'schen Niederdruckmaschinen besassen fast sämmtlich einen mittleren indicirten Druck von 7 Pfd. engl. auf 1 □'' engl. = 0,492 kg/qcm. Die Kolbengeschwindigkeit seiner Maschinen bemass er nach ihrem Hube H in Fuss engl. derartig, dass dieselbe $128\sqrt[3]{H}$ Fuss engl. in der Minute $= 0{,}966\sqrt[3]{H}$ m in der Secunde (wenn H in m genommen wird) betrug. Die nominelle Pferdestärke wurde demnach von WATT ohne Rücksicht auf den Kolbenstangenquerschnitt ausgedrückt durch

$$NP = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 . 0{,}966 \sqrt[3]{H} . 0{,}492 . x}{75}$$

$$NP = 0{,}00498\, D^2 \sqrt[3]{H} x \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (131)$$

Englische Admiralitätsformel.

41) Die vorstehende Formel für die nominelle Pferdestärke wurde später von der engl. Admiralität dahin abgeändert, dass statt der nicht mehr gültigen WATT'schen Kolbengeschwindigkeit die wirkliche Kolbengeschwindigkeit der Maschine eingesetzt wurde, und so entstand die sogenannte:

$$\text{Admiralty } NP = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 . 2HN . 0{,}492 . x}{75 . 60}$$

$$\text{Admiralty } NP = 0{,}000171\, D^2 H N x \quad \ldots\ldots\ldots \quad (132)$$

Nach englischen Massen lautet die vorstehende Formel:

$$\text{Admiralty } NP = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 . 2 H N . 7 . x}{33000} \quad \ldots\ldots \quad (132^a)$$

$$\text{Admiralty } NP = \frac{D^2 . 2 H N . x}{6000} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (132^b)$$

Hierin bezeichnet:

D den Durchmesser des Cylinders in Zoll engl.
$2 H N$ die minutliche Kolbengeschwindigkeit in Fuss engl.
x die Anzahl der Cylinder.

42) Setzt man in die englische Admiralty NP der Gleichung 132^b die Kolbengeschwindigkeit $2 H N = 200$ Fuss engl. in der Minute, so folgt:

Vereinfachte Admiralitätsformel.

$$NP = \frac{D^2 . 200 . x}{6000} = \frac{D^2 . x}{30} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (133)$$

Diese Formel ist in der englischen Handelsmarine am meisten benutzt worden. Sie sagt aus: Wird die Kolbenfläche als Quadrat von der Seite D in Zoll engl. angesehen, so sind je 30 solcher Quadratzoll erforderlich, um eine NP zu ergeben. Setzt man den Durchmesser D in die obige Formel in cm ein, so entsteht:

$$NP = \frac{D^2 x}{193{,}54} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (133^a)$$

43) In der Marine der Vereinigten Staaten galt die englische Admiralitätsformel in folgender Aenderung:

Amerikanische Formel.

$$NP = \frac{(D - 1)^2 . 2 H N . x}{5640} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (134)$$

Für grosse Maschinen erhielt man hiernach eine grössere, für kleinere eine geringere NP als sie die englische Admiralitätsformel ergiebt.

44) In der deutschen Marine bestimmte man die nominelle Pferdestärke der Schraubenschiffsmaschinen, indem man nach dem Vorgange von PENN die Kolbengeschwindigkeit auf 360 Fuss engl. in der Minute = 1,828 m in der Secunde festsetzte. Daraus ergab sich:

Penn'sche Formel.

$$NP = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 . 0{,}492 . 1{,}828 . x}{75}$$

$$NP = 0{,}0093\, D^2 x \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (135)$$

45) Für Compoundmaschinen änderte man später die englische Formel 133 ab in:

Formel für Compoundmaschinen.

$$NP = \frac{D_H^2 + D_N^2}{33} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (136)$$

worin bezeichnet:

D_H den Durchmesser des Hochdruckcylinders in Zoll engl.
D_N „ „ „ Niederdruckcylinders „ „ „
bezw. den reducirten Durchmesser der Niederdruckcylinder.

Werden beide Durchmesser in cm ausgedrückt, so lautet die Formel:

$$NP = \frac{D_H^2 + D_N^2}{212,9} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ (136^a)$$

Verhältniss der nominellen zur indicirten Pferdestärke.

46) Wegen des geringen mittleren indicirten Druckes und der kleinen Kolbengeschwindigkeit, welche die WATT'schen Maschinen gegenüber unseren heutigen besitzen, ist es erklärlich, dass die nominelle Pferdestärke nur den fünften bis sechsten Theil der indicirten Pferdestärke einer neueren Maschine ausmacht. In den letzten Jahren, bevor die englische Admiralität die nominelle Pferdestärke fallen liess, rechnete sie dieselbe bei Compoundmaschinen thatsächlich als den sechsten Theil der indicirten; und früher war schon im Jahre 1867 in der französischen Marine die Vorschrift erlassen, dass die nominelle Pferdestärke als der vierte Theil der indicirten Pferdestärke zu rechnen sei. Der Grund, weshalb sich die Bezeichnung „nominelle Pferdestärke" so lange halten konnte, liegt darin, dass man vielfach die Gewichte der Schiffsmaschinen nach nominellen Pferdestärken bestimmte, hauptsächlich aber, weil man daran gewöhnt war, die Schiffsmaschinen nach nominellen Pferdestärken zu bezahlen.

Normale indicirte Pferdestärke.

47) Der letzte für die Geschäftswelt ausserordentlich in's Gewicht fallende Grund, sowie die Schwierigkeit einer einheitlichen Feststellung der Maschinenleistung in den Schiffsregistern gab die Veranlassung, dass sich die englischen Interessentenkreise wiederholt mit der Aufstellung einer neuen, dem jeweiligen Standpunkte des Maschinenbaues Rechnung tragenden Regel für die Maschinenleistung beschäftigten. Zuerst wurde diese Frage vom englischen Handelsamt (board of trade) bei der Institution of naval architects im Jahre 1872*) angeregt, welche sich darauf beschränkte, die indicirte Pferdestärke als passendstes Mass der Maschinenleistung zu empfehlen. Die Wahl der indicirten Pferdestärke liegt zwar am nächsten, ist aber nur dann verwendbar, wenn von der Maschine auch Indikator-Diagramme abgenommen werden. Letzteres ist aber nicht immer der Fall, da es den Rhedern vielfach ganz gleichgültig ist, wie stark ihre Maschinen sind, wenn nur die mit denselben erzielten wirthschaftlichen Erfolge recht grosse werden, d. h. wenn sie nur eine Tonne Ladung eine Seemeile oder 100

*) Transactions of the institution of naval architects. London 1872. S. 340.

**) Transactions of the north-east coast institution of engineers and shipbuilders. New-Castle upon Tyne. 1887—88. S. 335.

Seemeilen weit unter Innehaltung einer bestimmten Geschwindigkeit mit dem kleinsten Kohlenverbrauche befördern können. Dieser Umstand hat im Jahre 1888 noch einmal die North-east coast institution of engineers and shipbuilders veranlasst, eine Formel aufzustellen, welche gestattet, aus den Abmessungen der jetzt gebräuchlichen Dreifach-Expansionsmaschinen ihre „normale indicirte Pferdestärke“ zu berechnen. Die Formel ist hier nicht mitgetheilt, weil sie in weiteren Kreisen keinen Anklang fand. Man sagt sich nämlich mit Recht, dass eine solche Regel, auch wenn sie die mittlere indicirte Leistung der jetzigen Dreifach-Expansionsmaschinen zutreffend angiebt, durch die immer weiter gehenden Fortschritte des Maschinenbaues bald wieder überholt sein wird, worauf dann derselbe Zustand einträte, wie früher, als die nominelle Pferdestärke noch in Geltung war. — In die Schiffsverzeichnisse der Seestaaten werden die Maschinen gegenwärtig zum weitaus überwiegenden Theile mit ihrer indicirten Pferdestärke eingetragen.

§ 31.

Dampfverbrauch.

1) Je nach der Art der Berechnung lässt sich für eine Schiffsmaschine unterscheiden: Berechnungsarten.

I) der theoretische Dampfverbrauch D_t;

II) der indicirte Dampfverbrauch D_i;

III) der wirkliche Dampfverbrauch D.

Die Bezeichnungen D_t; D_i und D sollen für den stündlichen Dampfverbrauch einer Maschine in kg gelten. Handelt es sich um den stündlichen Dampfverbrauch für 1 *IP*, so ist denselben noch der Index *IP* angefügt, also $D_{t_{IP}}$; $D_{i_{IP}}$ und D_{IP}.

2) **I. Der theoretische Dampfverbrauch** findet sich auf folgende Weise: Theoretischer Dampfverbrauch. Expandirt 1 kg vollkommen trockenen Dampfes ($x = 1$) von der Eintrittsspannung p bis zum Condensatorgegendruck, welcher hier mit p_1 bezeichnet sei, so dass ihm weder Wärme zugeführt noch entzogen wird, dann ist seine specifische Dampfmenge x_1 am Ende der Expansion durch die erste Gleichung auf Seite 41 bestimmt:

$$x_1 = \frac{a + b\,x - a_1}{b_1}$$

wenn a_1 und b_1 die dem Drucke p_1 entsprechenden Werthe sind. Die von dem kg Dampf geleistete äussere Arbeit, ausgedrückt in Wärmeeinheiten wird nun nach Gl. 46 auf Seite 42:

$$A\,L = q - q_1 + x\,\varrho - x_1\,\varrho_1 \quad \text{W. E.}$$

Nach § 30, 1 auf Seite 270 war:

$1\ IP = 75$ mk in der Sekunde, folglich

$1\ IP = 75 \cdot 3600 = 270000$ mk in der Stunde, oder

$$1\ IP = \frac{75 \cdot 3600}{424} = 637 \text{ W. E. in der Stunde.}$$

Mithin ist zur Hervorbringung von 1 IP eine Stunde hindurch ein theoretischer Dampfverbrauch erforderlich von:

$$D_{t_{IP}} = \frac{637}{A\ L} \text{ kg} \qquad (137)$$

Wird die vorstehende Anzahl kg mit der Pferdestärke der Maschine multiplicirt, so erhält man deren theoretischen Dampfverbrauch für eine Stunde.

Beispiel.

3) Für eine Einfach-Expansions-Niederdruckmaschine, deren Eintrittsspannung $p = 3$ kg/qcm und deren Condensatorgegendruck $p_1 = 0{,}2$ kg/qcm zu setzen ist, wird bei $x = 1$, nach der Tabelle auf Seite 41:

$$x_1 = \frac{0{,}3993 + (1{,}2645 \cdot 1) - 0{,}1984}{1{,}6975} = 0{,}86$$

und hierauf nach der Tabelle auf Seite 28—31:

$$A\ L = 133{,}85 - 60 + (1 \cdot 470{,}30) - (0{,}86 \cdot 528) = 90 \text{ W. E.}$$

Folglich beträgt der theoretische Dampfverbrauch dieser Maschine für 1 IP in der Stunde:

$$D_{t_{IP}} = \frac{637}{90} = 7{,}077 \text{ kg.}$$

Vergleich.

4) Berechnet man auf dieselbe Weise den theoretischen Dampfverbrauch für eine Compoundmaschine von der am meisten angewandten Eintrittsspannung $p = 5$ kg/qcm Ueberdruck, sowie für eine Dreifach-Expansionsmaschine neuerer Ausführung von $p = 12$ kg/qcm Ueberdruck und endlich für eine Vierfach-Expansionsmaschine von $p = 15$ kg/qcm Ueberdruck, so ergeben sich unter gleichmässiger Voraussetzung eines Condensatorgegendruckes $p_1 = 0{,}2$ kg/qcm folgende Werthe für den theoretischen Dampfverbrauch auf 1 IP und Stunde:

Einfach-Expansionsmaschine:	$p = 3$ kg/qcm;	$p_1 = 0{,}2$ kg/qcm;	$D_{t_{IP}} = 7{,}077$ kg
Zweifach- " :	$p = 6$ " ;	$p_1 = 0{,}2$ " ;	$D_{t_{IP}} = 5{,}687$ "
Dreifach- " :	$p = 13$ " ;	$p_1 = 0{,}2$ " ;	$D_{t_{IP}} = 4{,}697$ "
Vierfach- " :	$p = 16$ " ;	$p_1 = 0{,}2$ " ;	$D_{t_{IP}} = 4{,}445$ "

Geringster Dampfverbrauch.

5) Der vorstehend berechnete theoretische Dampfverbrauch für 1 IP und Stunde ist ein ideeller, in Wirklichkeit niemals so gering erreichbarer, weil er nur dann eintreten könnte, wenn:

1) der Dampf vollkommen trocken wäre, was nur höchst selten der Fall sein wird;
2) keine Dampfverluste durch Abkühlung und Undichtheiten aufträten, die niemals ganz zu vermeiden sind;

3) das zusammengelegte Indikatordiagramm seinem Umhüllungsdiagramm vollkommen gleich wäre, was aus den § 29. 17 auf Seite 265 entwickelten Gründen nicht möglich ist.

6) **II. Der indicirte oder nutzbare Dampfverbrauch** bestimmt sich aus dem mittleren Indikatordiagramm (§ 18. 13; Seite 130) aller Cylinder einer Einfach-Expansionsmaschine oder des Hochdruckcylinders einer Zwei- bezw. Mehrfach-Expansionsmaschine, indem man zunächst, siehe Taf. 8, Fig. 7, nach dem Augenschein den Expansionsanfangspunkt 2 (§ 18, 8; Seite 128) und den Compressionsendpunkt, oder was dasselbe ist, den Beginn der Einströmung 0 feststellt. Die zu diesen Punkten gehörenden Ordinaten p_e und p_c liefern die absolute Spannung des Dampfes am Ende der Füllung bezw. beim Beginn der neuen Einströmung. Durch die Spannung ist nach der Tabelle auf Seite 28—31 auch das Gewicht γ_e bezw. γ_c von 1 cbm dieses Dampfes bekannt. Multiplicirt man dieses Gewicht mit dem Volumen des Dampfes, welcher bei jedem Hube in den Cylinder tritt, bezw. in demselben durch die Compression zurückbleibt, so erhält man in der Differenz beider den indicirten Dampfverbrauch für den Hub. Indicirter Dampfverbrauch.

7) Behufs Feststellung des bei jedem Hube in den Cylinder gelangenden Dampfvolumens werden durch die beiden äussersten Punkte des Diagramms die Begrenzungsordinaten gezogen. Die zwischen denselben liegende Abscisse entspricht dem Kolbenhube von H m. An die Begrenzungsordinate für den Eintritt ist nun noch die Länge des schädlichen Raumes anzutragen. Wird letzterer als der m'te Theil des vom Kolben beschriebenen Volumens angesehen (siehe § 18, 19; Seite 132), dann ist $m' H$ dieses Stück. Die bis zur Begrenzungsordinate des Diagrammes reichende Abscisse des Punktes 2 liefert den Füllungshub $h = \varepsilon H$, folglich ist Dampfvolumen beim Beginn der Expansion.

$$m' H + \varepsilon H = H(\varepsilon + m') \text{ m}$$

derjenige Theil des Cylinders, welcher beim Beginne der Expansion mit Dampf von der Spannung p_e gefüllt ist. Bezeichnet nun wieder:

D den Durchmesser des Cylinders in cm,
d „ „ der Kolbenstange u. s. w. (siehe Gl. 124 auf Seite 271)

dann lässt sich die Grösse dieses Volumens wiedergeben durch:

$$\frac{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}{10000} \cdot H(\varepsilon + m') \text{ cbm}$$

und sein Gewicht nach dem Vorstehenden durch:

$$\frac{\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)}{10000} \cdot H(\varepsilon + m')\gamma_e \text{ kg.}$$

Dampfvolumen beim Beginn der Einströmung.

8) Beim Beginn der Einströmung ist der schädliche Raum $m'H$ mit Dampf von der Spannung p_c erfüllt. Bei Schiebern mit grosser Voreilung, welche den Eintrittskanal sehr früh öffnen, steht der Kolben meist erst im Punkte 0, wenn die Einströmung beginnt. Die Abscisse $h_c = \varepsilon_c H$ dieses Punktes zusammen mit der Länge $m'H$ des schädlichen Raumes

$$m'H + \varepsilon_c H = H(\varepsilon_c + m') \text{ m}$$

bezeichnet denjenigen Theil des Cylinders, welcher beim Beginn der Einströmung noch mit Dampf von der Spannung p_c gefüllt ist, dessen Volumen also wird:

$$\frac{\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)}{10000} \cdot H(\varepsilon_c + m') \text{ cbm.}$$

Das Gewicht dieser Dampfmenge stellt sich dann auf:

$$\frac{\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)}{10000} H(\varepsilon_c + m')\gamma_c \text{ kg.}$$

Gewicht des stündlich verbrauchten Dampfes.

9) Das für jeden Hub benöthigte Gewicht frischen Dampfes berechnet sich hiernach zu:

$$\frac{\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)}{10000} H\Big[(\varepsilon + m')\gamma_e - (\varepsilon_c + m')\gamma_c\Big] \text{ kg.}$$

In der Stunde werden daher bei $2\,N\,60 = 120\,N$ Hüben an Dampf verbraucht:

$$D_i = \frac{\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)}{10000} H\Big[(\varepsilon + m')\gamma_e - (\varepsilon_c + m')\gamma_c\Big]\,120\,N \text{ kg}$$

$$D_i = 0{,}009425\,(D^2-d^2)\,H\,N\Big[(\varepsilon + m')\gamma_e - (\varepsilon_c + m')\gamma_c\Big] \text{ kg} \qquad (138)$$

Die vorstehende Formel giebt den indicirten, stündlichen Dampfverbrauch für *jeden* Cylinder einer Einfach-Expansionsmaschine, so wie für eine Zwei- oder Mehrfach-Expansionsmaschine, deren Hochdruckcylinder D cm Durchmesser besitzt.

Vereinfachung der obigen Formel für Einfach-Expansionsmaschinen.

10) Für Schiffsmaschinen ist die Abscisse h_c des Punktes 0 durchweg so klein, dass sie in den Indikatordiagrammen nur selten zum Ausdruck gelangt, weswegen ε_c gewöhnlich vernachlässigt werden kann, und die Gl. 138 eine etwas einfachere Form annimmt. Will man, um eine noch bequemere Formel zu erhalten, mit der Annäherung weiter gehen, so lässt sich (nach § 18, 51 auf Seite 149) das in Fig. 10, Taf. 2 mit SC bezeichnete Stück als

derjenige Theil des schädlichen Raumes ansehen, welcher sich bei jedem Hube mit frischem Dampfe füllt unter der Annahme, dass dieser Dampf dazu dient, den Compressions-Enddruck p_c bis auf die Eintrittsspannung p zu bringen. Der Ausdruck in der Hakenklammer nimmt dann für eine Einfach-Expansionsmaschine unter Berücksichtigung des § 27, 3 S. 256 Gesagten folgende Gestalt an:

$$(\varepsilon + m')\,\gamma_e - (\varepsilon_c + m')\,\gamma_c = (\varepsilon + m)\,\gamma_e = \varepsilon'\,\gamma_e$$

und es wird:

$$D_i = 0{,}009425\,(D^2 - d^2)\,H\,N\,\varepsilon'\,\gamma_e \text{ kg} \;\ldots\ldots\; (138^a)$$

11) Soll das Vorstehende auch auf Zwei- und Mehrfach-Expansionsmaschinen übertragen werden, so wäre als ihr wirklicher Gesammtfüllungsgrad ε'_g einzuführen und dementsprechend statt des Durchmessers D des Hochdruckcylinders derjenige des Niederdruckcylinders D_N bezw. der reducirte Durchmesser D_r (Gl. 117, S. 263) zu setzen, wobei noch unter γ_e das specifische Gewicht des Dampfes beim Beginn der Expansion im Niederdruckcylinder zu verstehen wäre. Der stündliche indicirte Dampfverbrauch berechnet sich dann zu: Vereinfachte Formel für Zwei- und Mehrfach-Expansions-maschinen.

$$D_i = 0{,}009425\,(D_N^2 - d^2)\,H\,N\,\varepsilon'_g\,\gamma_e \text{ kg} \;\ldots\ldots\; (138^b)$$

Es sei hier aber nochmals ausdrücklich darauf aufmerksam gemacht, dass die beiden letzten Formeln nur Annäherungswerthe ergeben können. Für *genaue* Rechnungen muss stets die Formel 138 genommen werden.

12) Des Vergleiches wegen wird ausser dem stündlichen indicirten Dampfverbrauch einer Maschine noch ihr stündlicher indicirter Dampfverbrauch für eine Pferdestärke festgestellt. Derselbe ergiebt sich für eine Einfach-Expansionsmaschine durch Division von Gl. 127 in Gl. 138^b, wenn hier der Einfachheit wegen die angenäherte Form gewählt wird, zu: Stündlicher indicirter Dampfverbrauch für 1 IP.

$$D_{i_{IP}} = \frac{0{,}009425\,(D^2 - d^2)\,H\,N\,\varepsilon'\,\gamma_e}{0{,}000349\,(D^2 - d^2)\,H\,N\,p_i} = \frac{27\,\varepsilon'\,\gamma_e}{p_i} \text{ kg} \;\ldots\; (139)$$

Da die indicirte Pferdestärke einer Zwei- und Mehrfach-Expansionsmaschine, wie § 30, 10 S. 272 für die theoretische Pferdestärke angegeben, durch Einsetzung des Durchmessers D_N bezw. D_r des Niederdruckcylinders und des auf den Niederdruckkolben reducirten indicirten Druckes p_{i_r} in die Gl. 127 erhalten wird, so lässt sich der stündliche indicirte Dampfverbrauch derselben, entsprechend der obigen Formel ausdrücken durch:

$$D_{i_{IP}} = \frac{0{,}009425\,(D_N^2 - d^2)\,H\,N\,\varepsilon'_g\,\gamma_e}{0{,}000349\,(D_N^2 - d^2)\,H\,N\,p_{i_r}} = \frac{27\,\varepsilon'_g\,\gamma_e}{p_{i_r}} \text{ kg} \;\ldots\; (139^a)$$

13) Ueberschläglich lässt sich der stündliche indicirte Dampfverbrauch für eine Pferdestärke auch aus dem entsprechenden theoretischen Dampfverbrauch ermitteln, wenn man in Betracht zieht, dass mit letzterem nicht die volle theoretische, dem Umhüllungsdiagramm Ueberschlagswerthe für den indicirten Dampfverbrauch.

entsprechende Arbeit, sondern nur die den eingezeichneten Indikatordiagrammen entsprechende Leistung erreicht wird. In dem Verhältniss wie die indicirte Arbeit kleiner ist als die theoretische, muss sich daher das auf die Arbeitseinheit — die Pferdestärke — verbrauchte Gewicht an Dampf vergrössern, denn statt eine Pferdestärke zu leisten, verrichten die unter 4) berechneten kg Dampf nur den βten Theil einer Pferdestärke. Mithin wird:

$$D_{i_{IP}} = \frac{D_{t_{IP}}}{\beta} \text{ kg} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (140)$$

Wie die Seite 267 bis 269 angegebenen Werthe des Völligkeits-Coefficienten β zeigen, ist er für Schiffsmaschinen sehr hoch angenommen, wenn er bei Einfach-Expansionsmaschinen zu 0,66, bei Zwei- und Mehrfach-Expansionsmaschinen zu rund 0,70 gerechnet wird. Aus Gl. 140 ergeben sich dann überschläglich folgende Zahlen für den stündlichen indicirten Dampfverbrauch auf 1 IP:

Einfach-Expansionsmaschinen	$p = 3$ kg/qcm;	$p_1 = 0,2$ kg/qcm;	$D_{i_{IP}} = 10,72$ kg
Zweifach- „	$p = 6$ „ ;	$p_1 = 0,2$ „ ;	$D_{i_{IP}} = 8,12$ „
Dreifach- „	$p = 13$ „ ;	$p_1 = 0,2$ „ ;	$D_{i_{IP}} = 6,71$ „
Vierfach- „	$p = 16$ „ ;	$p_1 = 0,2$ „ ;	$D_{i_{IP}} = 6,35$ „

Auch die vorstehenden Ueberschlagswerthe des Dampfverbrauches der Schiffsmaschinen für eine indicirte Pferdestärke werden in Wirklichkeit stets überschritten, weil sie den durch die Dampffeuchtigkeit, durch Abkühlung und Undichtheiten entstehenden Verlusten ebenso wenig Rechnung tragen, wie die unter 5) angegebenen theoretischen Werthe.

Grundlage des Verfahrens.

14) **Das Verfahren von WARRINGTON** *) zur Ermittelung des indicirten Dampfverbrauches hat den Vortheil, dass man letzteren für eine Einfach-Expansionsmaschine ohne ihre Abmessungen und Geschwindigkeitsverhältnisse zu kennen einzig nach ihren Indikatordiagrammen berechnen kann. Dem Verfahren liegt zunächst die Annahme zu Grunde, dass die Maschine statt mit Dampf mit Wasser oder irgend einer anderen nicht zusammendrückbaren Flüssigkeit von 1 Atm. Spannung mit voller Füllung arbeitet. In den Gleichungen 139 und 139[a] ändert sich dann die Constante von 27 in 26,12734 um, weil der Druck einer Atm. auf einen qm 10334 kg beträgt, γ_e wird gleich 1000, weil 1 cbm Wasser 1000 kg wiegt, ferner wird p_i bezw. $p_{i_r} = 1$ und, falls man den schädlichen Raum unberücksichtigt lässt, auch ε' bezw. ε'_g. Der Wasserverbrauch für eine Pferdestärke und Stunde stellt sich demnach auf:

$$26,12734 \cdot 1000 = 26127,34 \text{ kg}$$

*) CH. T. PORTER. A treatise on the Richards steam-engine indicator etc. London 1875.

und wenn das Wasser statt 1 Atm. p'_e Atm. Spannung gehabt hätte:

$$\frac{26127{,}34}{p'_e} \text{ kg.}$$

15) Lässt man nun die Maschine statt mit Wasser mit Dampf von derselben Spannung laufen, so würde bei derselben Leistung zwar ein gleiches Volumen Dampf verbraucht sein, aber das Gewicht des letztern würde im Verhältniss seines specifischen Gewichtes geringer sein. Entstehen aus 1 kg Wasser v'_e cbm Dampf von p'_e Atm. Spannung, so verhält sich das Gewicht dieses Dampfvolumens zu dem eines gleichen Volumens Wasser wie $1 : 1000\, v'_e$, weil v'_e cbm Wasser 1000 v'_e kg wiegen. Der indicirte Dampfverbrauch für eine Pferdestärke und Stunde wird unter diesen Voraussetzungen: Uebertragung dieses Grundsatzes auf Dampf.

$$W = \frac{26127{,}34}{1000\, p'_e\, v'_e} \text{ kg.}$$

16) Setzt man jetzt den mittleren indicirten Druck p_i gleich dem Enddruck der Expansion p'_e, nimmt man also an, dass das specifische Volumen v'_e dem Druck p_i entspricht, so kann man für jeden absoluten Enddruck der Expansion den entsprechenden Dampfverbrauch berechnen. Wenn der mittlere indicirte Druck p_i von dem Enddruck der Expansion p'_e abweicht, so muss, unter der bei nicht zu grossen Spannungsdifferenzen nahezu richtigen Annahme, dass sich die Dampfgewichte wie die Spannungen verhalten, auch der indicirte Dampfverbrauch in demselben Verhältniss abweichen, so dass er für eine *IP* und Stunde im Allgemeinen wird: Einführung des mittleren indicirten Druckes.

$$\frac{W p'_e}{p_i} \text{ bezw. } \frac{W p'_e}{p_{i_r}} \text{ kg.}$$

Die umstehende Tabelle enthält für die verschiedenen Endspannungen der Expansion p'_e die Werthe von v'_e, W und $W p'_e$.

17) Der vorstehend berechnete indicirte Dampfverbrauch muss entsprechend der Grösse des schädlichen Raumes und der etwa eintretenden Compression eine Berichtigung erfahren, wenn er einigermassen zutreffend sein soll. Diese Berichtigung ist nur dann möglich, wenn die Grösse des schädlichen Raumes bekannt ist, indem dann an das mittlere Indikatordiagramm (Taf. 8, Fig. 7) wie unter 7) besprochen, der schädliche Raum $m' H$ angetragen wird, wodurch die Gesammtlänge des Diagrammes $H + m' H = H(1 + m')$ wird. Nun ist die Expansionslinie des Diagrammes nach dem Augenschein über den Anfangspunkt der Ausströmung hinaus, wie die punktirte Curve zeigt, bis zum Ende des Diagrammes fortzuführen. Die Ordinate dieses Endpunktes ist Berücksichtigung der Compression und des schädlichen Raumes.

Tabelle über den indicirten Dampfverbrauch für eine *IP* und Stunde nach Warrington.

Absoluter Enddruck der Expansion in Atm. p'_e	Specifisches Dampfvolumen in cbm v'_e	$p'_e v'_e$	$W = \frac{26127,34}{1000 p'_e v'_e}$ kg	$W p'_e$	Absoluter Enddruck der Expansion in Atm. p'_e	Specifisches Dampfvolumen in cbm v'_e	$p'_e v'_e$	$W = \frac{26127,34}{1000 p'_e v'_e}$ kg	$W p'_e$
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
0,1	14,504	1,450	18,010	1,801	3,90	0,458	1,786	14,63	57,057
0,2	7,525	1,505	17,418	3,483	4,00	0,447	1,788	14,61	58,440
0,3	5,128	1,540	16,960	5,088	4,10	0,437	1,792	14,58	59,778
0,4	3,908	1,560	16,750	6,700	4,20	0,427	1,793	14,56	61,152
0,5	3,165	1,580	16,530	8,265	4,30	0,418	1,797	14,53	62,479
0,6	2,665	1,600	16,339	9,803	4,40	0,409	1,799	14,52	63,888
0,7	2,304	1,610	16,230	11,361	4,50	0,400	1,800	14,51	75,295
0,8	2,031	1,620	16,120	12,896	4,60	0,392	1,803	14,49	66,654
0,9	1,818	1,630	16,020	14,418	4,70	0,384	1,805	14,45	67,915
1,0	1,646	1,646	15,870	15,870	4,80	0,377	1,810	14,43	69,264
1,1	1,505	1,655	15,780	17,385	4,90	0,370	1,813	14,41	70,609
1,2	1,386	1,663	15,710	18,852	5,00	0,363	1,815	14,39	71,950
1,3	1,285	1,670	15,640	20,332	5,10	0,356	1,816	14,38	73,338
1,4	1,199	1,680	15,540	21,756	5,20	0,350	1,820	14,36	74,672
1,5	1,123	1,684	15,510	23,265	5,30	0,343	1,821	14,35	76,055
1,6	1,057	1,691	15,450	24,720	5,40	0,337	1,823	14,33	77,382
1,7	0,999	1,699	15,370	26,129	5,50	0,332	1,825	14,31	78,705
1,8	0,946	1,703	15,340	27,612	5,60	0,326	1,826	14,30	80,080
1,9	0,899	1,708	15,290	29,051	5,70	0,321	1,829	14,26	81,282
2,0	0,857	1,714	15,243	30,486	5,80	0,316	1,833	14,25	82,650
2,1	0,819	1,718	15,208	31,937	5,90	0,311	1,835	14,24	84,016
2,2	0,784	1,725	15,146	33,321	6,00	0,306	1,836	14,23	85,380
2,3	0,751	1,727	15,128	34,794	6,25	0,294	1,838	14,21	88,812
2,4	0,722	1,733	15,076	36,182	6,50	0,284	1,845	14,16	92,040
2,5	0,695	1,741	15,002	37,505	6,75	0,273	1,848	14,13	95,377
2,6	0,670	1,742	14,990	38,974	7,00	0,265	1,855	14,10	98,700
2,7	0,646	1,744	14,970	40,190	7,25	0,256	1,856	14,07	100,997
2,8	0,625	1,750	14,929	41,801	7,50	0,248	1,860	14,04	105,300
2,9	0,604	1,752	14,921	43,271	7,75	0,241	1,867	13,99	108,422
3,0	0,586	1,758	14,861	44,583	8,00	0,234	1,872	13,96	111,680
3,1	0,568	1,761	14,838	45,998	8,25	0,227	1,873	13,95	114,077
3,2	0,551	1,763	14,818	47,417	8,50	0,221	1,878	13,91	118,235
3,3	0,535	1,765	14,790	48,807	8,75	0,215	1,881	13,89	121,537
3,4	0,521	1,771	14,749	50,146	9,00	0,209	1,883	13,86	124,740
3,5	0,507	1,774	14,723	51,330	9,25	0,204	1,887	13,84	128,020
3,6	0,493	1,775	14,720	52,992	9,50	0,199	1,891	13,81	131,195
3,7	0,481	1,780	14,680	54,316	9,75	0,194	1,893	13,80	135,550
3,8	0,469	1,782	14,660	55,708	10,00	0,190	1,900	13,75	137,500

der Enddruck der Expansion p'_e. Wird hierauf das mittlere Indikatordiagramm, wie punktirt angedeutet ist, noch einmal in anderer Richtung angetragen, so bestimmt nach WARRINGTON das Verhältniss der Länge $H(1+m')$ zu der im Sinne der Kolbenbewegung gemessenen Länge H' des schädlichen Raumes und des Diagramms, bei welcher der Compressionsdruck gleich dem Enddruck der Expansion p'_e wird, gleichzeitig das Verhältniss zwischen dem ohne Berücksichtigung des schädlichen Raumes und der Compression entstehenden Dampfverbrauch, wie er vorstehend berechnet wurde, und dem unter Berücksichtigung dieser Grössen wirklich eintretenden. Es wird also der berichtigte Dampfverbrauch:

$$\frac{W\,H'}{H\,(1+m')}$$

und demnach der stündliche indicirte Dampfverbrauch für eine IP:

$$D_{i_{IP}} = \frac{W\,H'\,p'_e}{H\,(1+m')\,p_i}\ \text{kg} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (141)$$

18) Für Zwei- und Mehrfach-Expansionsmaschinen lässt sich das WARRINGTON'sche Verfahren, wenn nur die Indikatordiagramme vorliegen, nicht benutzen. Es müssen mit den Diagrammen mindestens die Cylinderabmessungen bekannt sein, um den reducirten indicirten Druck p_{i_r} festzustellen, der dann statt p_i in die obige Formel einzusetzen wäre, in welcher ausserdem p'_e den Expansionsenddruck im Niederdruckcylinder bezeichnen würde. Aber auch für Einfach-Expansionsmaschinen liefert dieses Verfahren nur Annäherungswerthe, wenn der schädliche Raum des Cylinders nicht bekannt ist und deshalb die Berichtigung unter 17) nicht ausgeführt werden kann. So einfach das Verfahren von WARRINGTON ist, so beschränkt ist daher seine Verwendbarkeit für Schiffsmaschinen. Verwendbarkeit dieses Verfahrens.

19) **III. Der wirkliche Dampfverbrauch** kann nur durch Wassermesser genau ermittelt werden, welche in die Speiserohrleitung eingeschaltet, das den Kesseln während einer bestimmten Zeit zugeführte Speisewasser feststellen. Unter der Voraussetzung eines dampfdichten Kessels und gleicher Höhe seines Wasserstandes beim Beginn und Ende des Versuchs muss das Gewicht des in einer bestimmten Zeit wirklich verbrauchten Dampfes dem Gewicht des in derselben Zeit in den Kessel gespeisten Wassers gleich sein, wenn darin keine Stoffe enthalten sind, welche sich beim Verdampfen ausscheiden und niederschlagen. Kommen solche Stoffe im Wasser in beachtenswerther Menge aufgelöst vor, so ist ihr Gewicht durch Analyse festzustellen und von dem Speisewassergewicht abzuziehen, um das wirkliche Dampfgewicht zu ergeben. Genaue Feststellung des wirklichen Dampfverbrauches.

20) **Die Wassermesser**, deren man sich bei Dampfkesseln bedient, erfuhren Arten der Wassermesser.

auf der 19. Delegirten- und Ingenieur-Versammlung des internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine zu Stuttgart am 11. bis 14. Juni 1890 von dem Oberingenieur STRUPLER*) folgende Beurtheilung in Beantwortung der vom Verbande aufgeworfenen Frage: Welche Erfahrungen haben die einzelnen Vereine mit den von ihnen benutzten Wassermessern gemacht? 11 Vereine hatten sich über den Wassermesser von SCHMID geäussert, 8 über denjenigen KENNEDY'S, 4 gaben ihre Erfahrungen über den Apparat von SIEMENS, 2 über den von DREYER, ROSENKRANZ und DROOP, und je 1 Verein machte Angaben über die Konstruction von SCHÄFFER & BUDENBERG und von FISCHER & STIEHL.

Urtheil über die Wassermesser.

21) Die Kolben des Wassermessers von SCHMID und von KENNEDY unterliegen nach diesen Berichten rascher Abnutzung; infolgedessen sinkt die Genauigkeit im Laufe der Zeit. Dauerhafter, aber von weit geringerer Genauigkeit ist der Apparat von SIEMENS. Seine Angaben weichen bis zu 20 % von der wirklichen Wassermenge ab; auch verschmutzt er leicht. Mit dem Schraubenmesser von FISCHER & STIEHL hat Krupp sehr befriedigende Uebereinstimmung erzielt. Dieser Apparat kann indessen nicht in die Druckleitung eingeschaltet werden, ist ausserdem schwer, umfangreich und theuer. Am meisten verbreitet scheinen die Kolbenmesser von SCHMID und KENNEDY, die Erfahrungen, welche mit ihnen bei feststehenden Kesseln gemacht wurden, sind im allgemeinen zufriedenstellend. Beim SCHMID-Apparate werden Ausbesserungen nur selten nöthig, bei fleissigem Nachsehen können sie fast ganz vermieden werden. Am KENNEDY-Apparat ist die Dichtung empfindlich. Der Messfehler beträgt bei SCHMID 0,5 bis 1,5 %, bei KENNEDY 2 bis 3 %. Die für einen Dauerbetrieb erforderlichen Eigenschaften besitzen diese vollkommeneren Wassermesser leider nicht.

Erfahrungen mit Schmid's Wassermesser auf Probefahrten.

22) Der Wassermesser von SCHMID ist bei den Probefahrten der deutschen Kriegsschiffe bis in die jüngste Zeit hinein wiederholt benutzt worden, indessen mit mässigem Erfolge, weil er, durch die Schwankungen des Schiffes und die im Speisewasser enthaltene Luft beeinflusst, zu grosse Messfehler ergiebt. Wird die Luft und gleichzeitig der Fettgehalt des Speisewassers durch starke Erwärmung in einem in die Rohrleitung eingebauten Vorwärmer ausgeschieden und der SCHMID'sche Wassermesser hinter diesen Vorwärmer eingeschaltet, so dürfte er auch dann nicht viel brauchbarer sein, weil er nach STRUPLER keine höhere Temperatur des Speisewassers als 70 ^{0} C. vertragen kann. Bei vorübergehender Ver-

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1890. S. 960.

wendung wärmeren Wassers soll man sich zwar durch reichlichere Schmierung helfen können, doch ist es wohl zweifelhaft, ob dieses Mittel auf stundenlange Probefahrten ausdehnbar bleibt. Wegen ihrer Unzulänglichkeit an Bord ist hier auf eine Beschreibung der Wassermesser nicht eingegangen. Eine Besprechung sämmtlicher Konstructionen derselben findet sich in der unten angegebenen Zeitschrift.*)

23) *Angenähert lässt sich der wirkliche Dampfverbrauch* aus dem indicirten oder nutzbaren Dampfverbrauch und den unvermeidlichen Dampfverlusten berechnen. Diese Verluste entstehen durch Abkühlung des Dampfes in der Rohrleitung und an den Cylinderwandungen, sowie durch Undichtheiten der Flanschverbindungen und der dampfabschliessenden Maschinentheile wie Stopfbüchsen, Schieber und besonders Kolben. Für beide Verluste, soweit sie in den Dampfcylindern allein auftreten, sind von HRABÁK**) und KAŠ empirische Formeln aufgestellt, welche nachstehend kurz wiedergegeben sind, weil GRASHOF***) von ihnen sagt, dass sie wenigstens angemessener, als andere bisher aufgestellte Formeln zu sein scheinen.

Angenäherte Feststellung des wirklichen Dampfverbrauches.

24) **Der Abkühlungsverlust** D_a entsteht zunächst durch die Wärmeausstrahlung eines Cylinders ohne Dampfmantel nach aussen (siehe § 17, 23 auf S. 113) und durch die Wärmeabgabe des Heizdampfes eines Cylinders mit Dampfmantel an den Betriebsdampf (siehe § 17, 22 auf S. 112). Der hierdurch herbeigeführte Dampfverlust lässt sich nach den an Dampfrohrleitungen gemachten Erfahrungen (siehe § 25, 2 auf S. 252) ungefähr beurtheilen. Dagegen beruht die Bestimmung des grösseren Theiles von D_a, des durch den Einfluss der Cylinderwandungen auf den eintretenden Dampf — durch die anfängliche innere Condensation — verursachten Dampfverlustes noch immer auf sehr unsicheren Annahmen, trotzdem in jüngster Zeit viele Forscher eine genauere Festsetzung desselben angestrebt haben, wie im § 17 unter 30 bis 35 auf Seite 115 u. f. eingehend geschildert wurde.

Zusammensetzung des Abkühlungsverlustes.

25) HRABÁK und KAŠ gehen bei Aufstellung ihrer Formel von der Voraussetzung aus, dass der Abkühlungsverlust zunächst von dem Temperaturgefälle zwischen Ein- und Austrittsdampf abhängen muss, also auch ungefähr dem Spannungsunterschiede $p - p'$ proportional sein muss, wenn p' die Austrittsspannung bezeichnet. Ferner wird der Abkühlungsverlust durch die Grösse der Berührungs-

Ableitung der Formel.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1874. S. 145 u. 427.

**) J. HRABÁK. Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker. Berlin 1881. II. Absch. S. 101.

***) F. GRASHOF. Theoretische Maschinenlehre. Hamburg 1890. III. Band. S. 695.

fläche von Eisenwand und Eintrittsdampf beeinflusst, welche annähernd gleich der halben Cylinderwandfläche plus der Deckel- und Kolbenfläche $= 0,5\,\pi\,D\,H + 2 \,.\, 0,25\,\pi\,D^2 = 0,5\,\pi\,D\,(D + H)$ gesetzt wird. Endlich wird auch die Menge des eintretenden, durch den wirklichen Füllungsgrad ε' (siehe S. 257) bestimmten Dampfes berücksichtigt werden müssen, so dass sich der absolute Abkühlungsverlust in einer gewissen Zeit ausdrücken lässt durch:

$$\mathrm{D}_a = x\,D\,(D + H)\,\varepsilon'\,(p - p') \text{ kg} \quad \dots\dots\dots \quad (142)$$

Nach angestellten Untersuchungen ist, wenn D_a den stündlichen Abkühlungsverlust im Cylinder liefern soll, in diese für Einfach-Expansionsmaschinen geltende Gleichung einzusetzen:

D = Cylinderdurchmesser in Meter,
x = 370 bis 400.

Für Zweifach-Expansionsmaschinen gilt die Gleichung:

$$\mathrm{D}_a = x\,D_N(D_N + H)\,\varepsilon_g'\,(p - p_1) \text{ kg} \quad \dots\dots \quad (142^a)$$

Hierin ist:

D_N = Durchmesser des Niederdruckcylinders in Meter,
p_1 = Enddruck „ „ in kg/qcm,
x = 300 bis 400

die anderen Grössen haben die bisherige Bedeutung (ε_g' siehe S. 257).

Werth der Formel. 26) Ein Fehler der vorstehenden Formel ist es, dass sie den Abkühlungsverlust für Cylinder mit und ohne Dampfmäntel gleich gross angiebt. Infolge der Annahme, dass die Verringerung des Abkühlungsverlustes durch den Verbrauch von Heizdampf im Mantel aufgewogen wird, lässt sich wohl noch das Verhältniss dieses Verlustes zur Leistung der Maschine ziemlich genau feststellen, insofern als HRABÁK dieselbe für Cylinder mit Dampfmänteln höher berechnet, indessen der reine Abkühlungsverlust D_a, um den es sich hier handelt, muss in Cylindern mit Dampfmänteln kleiner ausfallen, als in solchen ohne Dampfmäntel und diesem Umstande müsste der Coefficient x Rechnung tragen. Ferner kann die Annahme des Coefficienten x innerhalb gewisser Grenzen auch den Einfluss der Kolbengeschwindigkeit c auf den Abkühlungsverlust nicht genügend berücksichtigen. Je kürzere Zeit der Eintrittsdampf mit der kälteren Cylinderwand in Berührung bleibt, um so schneller dringt die Wärme in diese ein; je öfter also die Hubwechsel während einer gewissen Zeit stattfinden, d. h. je grösser c wird, um so stärker muss D_a wachsen. Nach § 16,8 auf S. 82 und § 17,33 auf S. 119 geht die Zunahme von D_a indessen langsamer vor sich, als c wächst, so dass das Verhältniss des Abkühlungsverlustes D_a zum nutzbaren Dampfverbrauch D_i sowie auch der stündliche Abkühlungsverlust für 1 IP zwar um so kleiner wird, je mehr c zunimmt, jedoch nicht

in so hohem Grade d. h. proportional $\frac{1}{c}$ abnehmen kann, wie die vorstehende Formel voraussetzt.

27) **Der Dampflässigkeitsverlust** $D_{,,}$ und zwar besonders der durch die Kolbenundichtheiten entstehende, galt früher nach der Ansicht von VOELCKERS als der Hauptbestandtheil des gesammten Dampfverlustes, während er nach der heutigen Erfahrung bei guten Maschinen verhältnissmässig gering ist. Nach VOELCKERS*) betrug der mittlere sekundliche Dampflässigkeitsverlust Entstehung der Formel.

$$D_{,,} = 0{,}00132\, D \sqrt{p_i} \text{ kg}$$

worin D in cm dem Kolbenumfange, also der Länge des dampfdurchlassenden Spielraumes und $\sqrt{p_i}$ dem Ueberdrucke, also der Geschwindigkeit des Dampfentweichens proportional ist, und die Weite des Spielraumes, durch welchen der Dampf entweicht, für Maschinen aller Grössen gleich gross gedacht wird. Hierdurch ergiebt sich für kleine Maschinen ein verhältnissmässig viel zu grosser, für grosse ein zu kleiner Dampflässigkeitsverlust. HRABÁK ergänzte demnach die VOELCKERS'sche Formel, welche sich allgemein schreiben lässt: $D_{,,} = a\, D \sqrt{p_i}$ um ein weiteres Glied $b\, D^2 p_i$, das in höherem Masse mit D wächst, weil bei einer einmal eingetretenen Dampflässigkeit der dampfdurchlassende Spielraum unter sonst gleichen Umständen in einer grossen Maschine weiter sein wird, als in einer kleineren. Da sich aus Gl. 123 auf S. 271 bilden lässt:

$$\frac{IIP}{c} = \frac{O\, p_i}{75} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 \cdot p_i}{75}$$

so ist: $\frac{IIP}{c}$ proportional $D^2 p_i$

und der stündliche Dampflässigkeitsverlust kann ausgedrückt werden durch:

$$D_{,,} = a \sqrt{\frac{IIP}{c}} + b\,\frac{IIP}{c} \text{ kg.} \qquad \ldots\ldots\ldots\ (143)$$

Die Constanten a und b haben in Gl. 143 den Werth für:

Einfach-Expansionsmaschinen: $a = 17{,}6$ u. $b = 1{,}0$

Zweifach-Expansionsmaschinen: $a = 12{,}3$ u. $b = 0{,}7$.

28) Selbst unter der Annahme, dass die Formeln 142 und 143 sowohl den Abkühlungs- wie den Dampflässigkeits-Verlust für Einfach- und Zweifach-Expansionsmaschinen bis zu 9 kg/qcm absoluter Eintrittsspannung und bis zu 5 m Kolbengeschwindigkeit hinreichend genau ergeben würden, könnten sie für die heutigen durchweg mit höheren Unzulänglichkeit der beiden Formeln.

*) J. VOELCKERS. Der Indicator. Berlin, 1878. II. Aufl., S. 66.

Spannungen arbeitenden Dreifach-Expansionsmaschinen der Dampfer nicht ohne weiteres Verwendung finden. Hierzu gesellen sich noch die unter 26) betreffs Berechnung des Abkühlungsverlustes geäusserten Bedenken, sowie der Umstand, dass der letztere die Abkühlungsverluste in der Rohrleitung unberücksichtigt lässt. Anstatt also die Berechnung der Dampfverluste nach HRABÁKS Formeln vorzunehmen, welche für die jetzt gebräuchlichen Schiffsmaschinen nur sehr rohe Annäherungswerthe ergeben können, denen behufs Einbeziehung des Abkühlungsverlustes in der Rohrleitung immer noch einige Procente zuzuschlagen wären, ist es von vornherein einfacher, falls keine Wassermessungen vorgenommen werden können, den gesammten Dampfverlust an der Hand von Versuchsergebnissen zu schätzen. In der Praxis hat sich das letztere Verfahren um so mehr eingebürgert, als man eingesehen hat, dass es bei den vielen oft nur örtlichen, meistens aber rein zufälligen Fehlerquellen kaum möglich sein wird, für die Berechnung des gesammten Abkühlungs- und Dampflässigkeits-Verlustes hinlänglich genaue, theoretische Formeln aufzustellen.

Ueberschlägliche Feststellung des wirklichen Dampfverbrauches.

29) *Ueberschläglich kann der wirkliche Dampfverbrauch* an der Hand von runden Mittelwerthen geschätzt werden, zu deren Ableitung folgende Versuche herangezogen wurden.

a) die Erprobungen älterer und neuerer deutscher Kriegsschiffsmaschinen, auf deren Ergebnisse später noch zurückgekommen wird;

b) die Versuche von EMERY auf den amerikanischen Dampfern „Dallas", „Dexter", „Gallatin", „Bache" und „Rush" (siehe die Tabellen auf S. 85—89);

c) die Versuche von WIDMANN mit den französischen Kriegsschiffsmaschinen an „Dusquesne", „Vienne", „Cigale", „Mytho", „Nièvre" (siehe die Tabelle auf S. 122 u. 123);

d) die Versuche von RISBEC*) mit den Maschinen der französischen Kreuzer „Chasseur" und „Voltigeur";

e) die Versuche von KENNEDY**) mit den englischen Handelsdampfer-Maschinen von „Fusi-Yama", „Colchester", „Meteor" und „Tartar".

Obgleich die meisten dieser Versuche nicht einwandfrei sind, geben sie doch gewisse Anhaltspunkte für die Feststellung von Werthen, welche von den in der Praxis durchschnittlich erzielten nicht sehr wesentlich entfernt sein können.

Werthe des Coefficienten ξ.

30) Hiernach ergiebt sich, dass der nutzbare Dampfverbrauch D_i in mittelguten Schiffsmaschinen nur den folgenden Bruchtheil ξ des

*) Memorial du génie maritime. 1882. V. livraison.

**) Engineering. 1889. I. S. 527 und 1890 I. S. 577, 605 u. 632.

wirklichen Dampfverbrauches D erreicht, *wenn dieselben ihre grösste Leistung* entwickeln:

$\xi = 0,70$ bis $0,75$ bei Einfach-Expansionsmaschinen ohne Dampfmäntel,
$\xi = 0,75$ bis $0,80$ „ „ „ mit „
$\xi = 0,75$ bis $0,80$ „ Zweifach-Expansionsmaschinen ohne Dampfmäntel,
$\xi = 0,80$ bis $0,85$ „ „ „ mit „
$\xi = 0,80$ bis $0,85$ „ Dreifach-Expansionsmaschinen ohne Dampfmäntel,
$\xi = 0,85$ bis $0,90$ „ „ „ mit „

Für gute Vierfach-Expansionsmaschinen von mindestens 16 kg/qcm absolutem Kesseldruck, wofür es zur Zeit noch an Erfahrungsdaten mangelt, werden die für Dreifach-Expansionsmaschinen angegebenen Werthe von ξ ebenfalls nahezu richtig sein.

31) Der wirkliche stündliche Dampfverbrauch einer Schiffsmaschine wird demnach erhalten, wenn Gl. 138 durch ξ dividirt wird. Mithin entsteht: Allgemeine Mindestwerthe von $D_{i\,IP}$

$$D = \frac{D_i}{\xi} \text{ kg} \quad \text{und} \quad D_{IP} = \frac{D_{i\,IP}}{\xi} \text{ kg} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (144)$$

Der wirkliche stündliche Dampfverbrauch für 1 *IP der grössten Maschinenleistung* stellt sich nun nach den für den indicirten Dampfverbrauch (siehe S. 292) angegebenen Werthen in runden Zahlen auf:

Einfach-Expansionsmaschinen	$p = 3$ kg/qcm	$p_1 = 0,2$ kg/qcm	$D_{IP} = 12,0$ kg
Zweifach- „ „	$p = 6$ „	$p_1 = 0,2$ „	$D_{IP} = 9,0$ „
Dreifach- „ „	$p = 13$ „	$p_1 = 0,2$ „	$D_{IP} = 7,5$ „
Vierfach- „ „	$p = 16$ „	$p_1 = 0,2$ „	$D_{IP} = 7,0$ „

In besonders sorgfältig construirten und ausgeführten, mit dem günstigsten Füllungsgrade und trockenem Dampf arbeitenden, daher auch einen höheren Völligkeits-Coefficienten als $\beta = 0,70$ erreichenden Zwei- und Mehrfach-Expansions-Schiffsmaschinen liegt der wirkliche stündliche Dampfverbrauch für 1 IP unter den obigen beziehentlichen Mittelwerthen. Im Allgemeinen sind aber unter den vorstehenden Angaben liegende Werthe, welche für die grösste Maschinenleistung ermittelt sein sollen, mit um so grösserem Misstrauen aufzunehmen, je mehr sie sich den auf S. 292 angegebenen Zahlen für den indicirten Dampfverbrauch nähern. Unterschreiten sie diese Zahlen sogar, so sind sie in jedem Falle als zu niedrig gegriffen aufzufassen, wenn nicht zum Beweise ihrer Richtigkeit die Indikator-Diagramme und sämmtliche dahingehörenden Versuchs-Ergebnisse mit ihnen zugleich veröffentlicht werden. Bemerkt sei, dass SCHRÖTER *) den wirklichen Dampfverbrauch für eine *IP* und Stunde an einer liegenden stationären Dreifach-Expansionsmaschine der Augsburger Maschinenfabrik bei 10,5 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel und 0,25 Füllung des Hochdruckcylinders

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1890. S. 10.

im besten Falle zu 5,46 kg und bei 0,3 Füllung desselben im ungünstigeren Falle zu 5,79 kg bestimmte, wobei das Condensationswasser der Rohrleitung nicht in Betracht gezogen wurde. Zählt man dasselbe hinzu, so stellen sich diese Zahlen um 2,9 bezw. 4,3 % höher, also auf 5,62 bezw. 6,04 kg. Diese Werthe können ungefähr als die kleinsten mit tadellosen Dreifach-Expansionsmaschinen von gleichem Kesseldruck erreichbaren wirklichen Dampfverbräuche gelten.

Mittlere Betriebswerthe von D_{iP}.

32) Der mittlere wirkliche Dampfverbrauch der gewöhnlichen Schiffsmaschinen im dauernden Betriebe, also nicht in einem zur Vornahme von Probefahrten besonders hergerichteten Zustande, lässt sich im Allgemeinen für 1 *IP* und Stunde *bei günstigen Füllungsgraden* wie folgt annehmen:

6,0 bis 7,0 kg bei den neuesten Vierfach-Expansionsmaschinen von 14 bis 15 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel;

6,5 bis 8,0 kg bei den neueren Dreifach-Expansionsmaschinen von 10 bis 12 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel;

8,0 bis 9,0 kg bei den älteren Dreifach-Expansionsmaschinen von 8 bis 10 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel;

8,5 bis 9,5 kg bei den neueren Compoundmaschinen mit 6 bis 7 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel;

9,5 bis 11,0 kg bei den älteren Compoundmaschinen mit 4 bis 5 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel;

11,0 bis 13,0 kg bei den Mitteldruckcompoundmaschinen von 3 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel mit Oberflächencondensatoren, Dampfmänteln und Ueberhitzern;

12,0 bis 14,0 kg bei den Niederdruckmaschinen von 2 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel mit Oberflächencondensatoren, Dampfmänteln und Ueberhitzern;

14,0 bis 16,0 kg bei den Niederdruckmaschinen von 2 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel mit Einspritzcondensatoren, ohne Dampfmäntel und ohne Ueberhitzer.

16,0 bis 18,0 kg bei den Niederdruckmaschinen von weniger als 2 kg/qcm Arbeitsdruck im Kessel mit Einspritzcondensatoren, ohne Dampfmäntel und ohne Ueberhitzer.

Die Betriebsergebnisse liegen bei sonstigem gutem Zustande der Maschine den beziehentlichen kleineren Zahlen um so näher, je trockner der von den Kesseln gelieferte Dampf ist, und je wirkungsvoller die Heizung der Dampfcylinder erfolgt.

Güteverhältniss.

33) Wenn D_{iP} kg. Dampf eine Stunde = 3600 Secunden hindurch 1 *IP* erzeugen, so muss dasselbe Dampfgewicht 3600 Pferdestärken eine Secunde lang hervorbringen. Mithin kann 1 kg. Dampf während

einer Secunde $\frac{3600}{D_{IP}}$ Pferdestärken leisten. Diesen Werth hat man vielfach das *Güteverhältniss* der Dampfmaschinen genannt.

Es wird ungefähr betragen:

600 *IP* bei den besten zukünftigen Vierfach-Expansionsmaschinen.
500 „ bei den besten Dreifach-Expansionsmaschinen.
400 „ bei den besseren Compoundmaschinen.
300 „ bei den Mitteldruckcompoundmaschinen.
200 „ bei den älteren Niederdruckmaschinen.

Diese Zahlen zeigen schlagend den bedeutenden Fortschritt des Schiffsmaschinenbaues in den letzten drei Jahrzehnten, denn noch um das Jahr 1860 herum besass die grösste Zahl der im Betriebe befindlichen Dampfer Maschinen der letzteren Art.

§ 32.

Einspritz- und Kühlwassermenge.

1) **I. Einspritzwassermenge** W_i. Der aus den Cylindern einer Einfach-Expansionsmaschine bezw. aus den Niederdruckcylindern einer Mehrfach-Expansionsmaschine tretende verbrauchte Dampf besitzt in der Regel eine Spannung von 0,5 bis 0,9 kg/qcm im Mittel etwa 0,7 kg/qcm, seine Dampfwärme beträgt daher nach der Dampftabelle S. 29 rund 595 W.E. Wärme des verbrauchten Dampfes.

2) Dieser Dampf wird in Wasser verwandelt, dessen Temperatur t_c im Condensator gewöhnlich 40° beträgt. Einem kg desselben müssen daher: Wärmeabgabe des Dampfes.

$$595 - t_c = 595 - 40 = 555 \text{ W.E.}$$

entzogen werden.

3) Erfolgt die Wärmeentziehung im Einspritzcondensator durch Vermischung des Dampfes mit Seewasser, dessen Temperatur t_s in unseren Breiten im Mittel zu 15° gerechnet wird, so kann jedes kg Seewasser Wärmeaufnahme des Einspritzwassers.

$$t_c - t_s = 40 - 15 = 25 \text{ W.E.}$$

in sich aufnehmen, ehe es die Temperatur des Condensators erreicht.

4) Zur Condensation von 1 kg Dampf im Einspritzcondensator sind somit erforderlich: Einspritzwassermenge W_i.

$$W_i = \frac{595 - t_c}{t_c - t_s} = \frac{595 - 40}{40 - 15} = \frac{555}{25} = 22{,}2 \text{ kg} \quad \ldots \ldots (145)$$

Einspritzwasser. Um sicher zu gehen, rechnet man durchschnittlich 25 kg Einspritzwasser auf 1 kg niederzuschlagenden Dampfes.

5) **Kühlwassermenge** W_k. Findet die Wärmeentziehung durch Flächenkühlung im Oberflächencondensator statt, so wird jedes kg zugeführtes Wärmeaufnahme des Kühlwassers.

Kühl- oder Circulationswasser von der Eintrittstemperatur $t_s = 15^0$ im Mittel auf eine Austrittstemperatur $t_a = 25^0$ erwärmt, kann also in sich aufnehmen:

$$t_a - t_s = 25 - 15 = 10 \text{ W. E.}$$

Kühlwassermenge $W_{\varkappa}$

6) Zur Condensation von 1 kg Dampf im Oberflächencondensator sind somit erforderlich:

$$W_{\varkappa} = \frac{595 - t_c}{t_a - t_s} = \frac{595 - 40}{25 - 15} = \frac{555}{10} = 55{,}5 \text{ kg} \quad . \; . \; . \; (146)$$

Kühlwasser.

Veränderlichkeit der Zahlenwerthe.

7) Bei jeder Maschine ist die Einspritz- bezw. Kühlwassermenge durch praktische Versuche nach dem Vacuummeter für verschiedene Leistungen derselben festzustellen, weil die Zahlen der vorstehenden Formeln insofern nur allgemein gültige Mittelwerthe bilden, als sie die mit den Breitengraden veränderliche Temperatur des Seewassers und die besondere Einrichtung der verschiedenen Condensatoren nicht berücksichtigen.

Seewassertemperatur.

8) In tropischen Gewässern, in denen die Temperatur des Seewassers bedeutend höher als 15° C. ist, steigt die nöthige Einspritzwassermenge bis auf 30 kg und die Kühlwassermenge auf 70 kg. Es beträgt nämlich die mittlere Jahrestemperatur des Seewassers:

in unseren Breiten	11° C.
im Mittelmeer	18° C.
unterm 20sten Breitengrade	24° C.
unterm Aequator	28° C.

Einfluss der Condensator-Einrichtung.

9) Von der Einrichtung der Oberflächen-Condensatoren ist die Anzahl der Umläufe des Kühlwassers oder die Dauer seines Aufenthaltes in denselben abhängig. Je länger diese währt, desto mehr Wärme kann es aufnehmen. Erfahrungsmässig erfordern die Oberflächen-Condensatoren in mittleren Breiten zur Condensation von 1 kg Dampf an Kühlwasser:

bei einmaligem Umlauf desselben und etwa 2—3 Sekunden Durchlaufszeit: $W_{\varkappa} = 50-60$ kg

„ dreimaligem „ „ „ „ 5—6 „ Durchlaufszeit: $W_{\varkappa} = 40$ kg

„ achtmaligem „ „ „ „ 12—13 „ Durchlaufszeit: $W_{\varkappa} = 26$ kg

Der letztgenannte Werth wurde nach WIDMANN*) bei den Probefahrten des 1873 vom Stapel gelaufenen französischen Panzerschiffes „Friedland“ ermittelt. Das Kühlwasser erwärmte sich von 12° auf 40°, wobei dauernd eine gute Luftleere eintrat. Oberflächen-Condensatoren mit mangelhaftem Wasserumlauf können bis zu 80—100 kg Kühlwasser für 1 kg niederzuschlagenden Dampfes

*) E. WIDMANN, Études des principes de la construction des machines marines. Paris 1890. S. 106.

Fig. 1.
Construction der Isotherme.

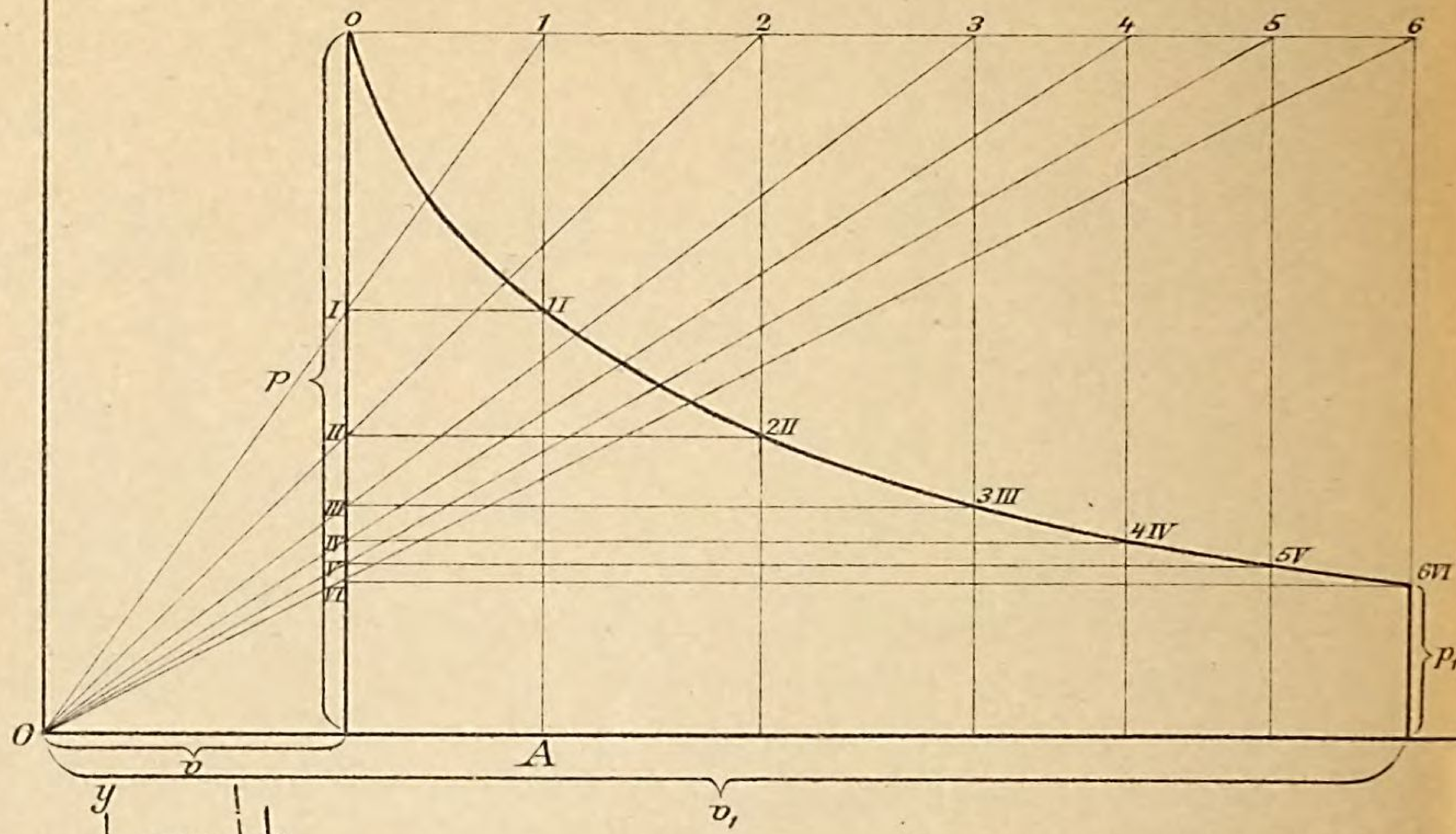


Fig. 2.
Construction der Adiabate.

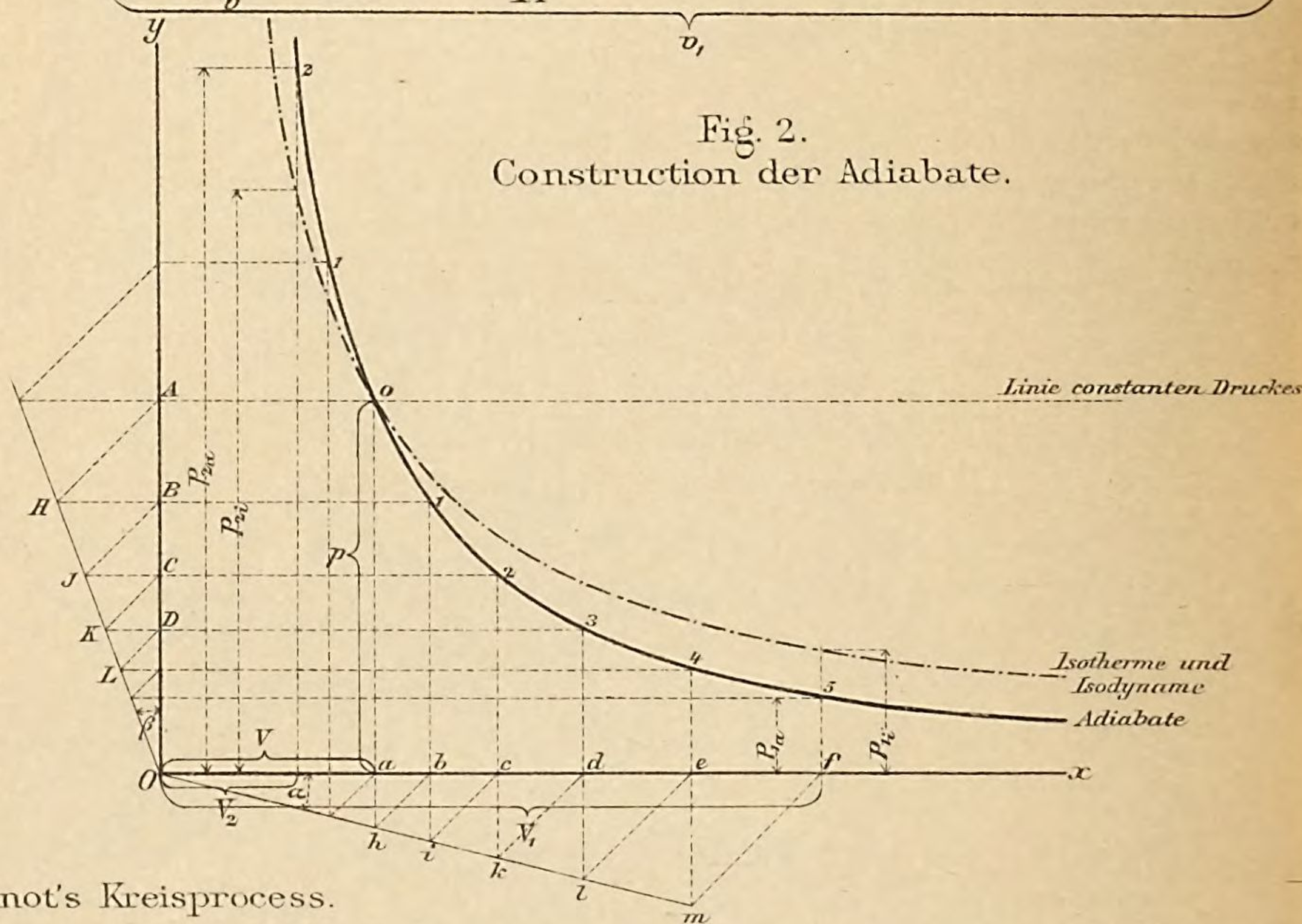


Fig. 3. Carnot's Kreisprocess.

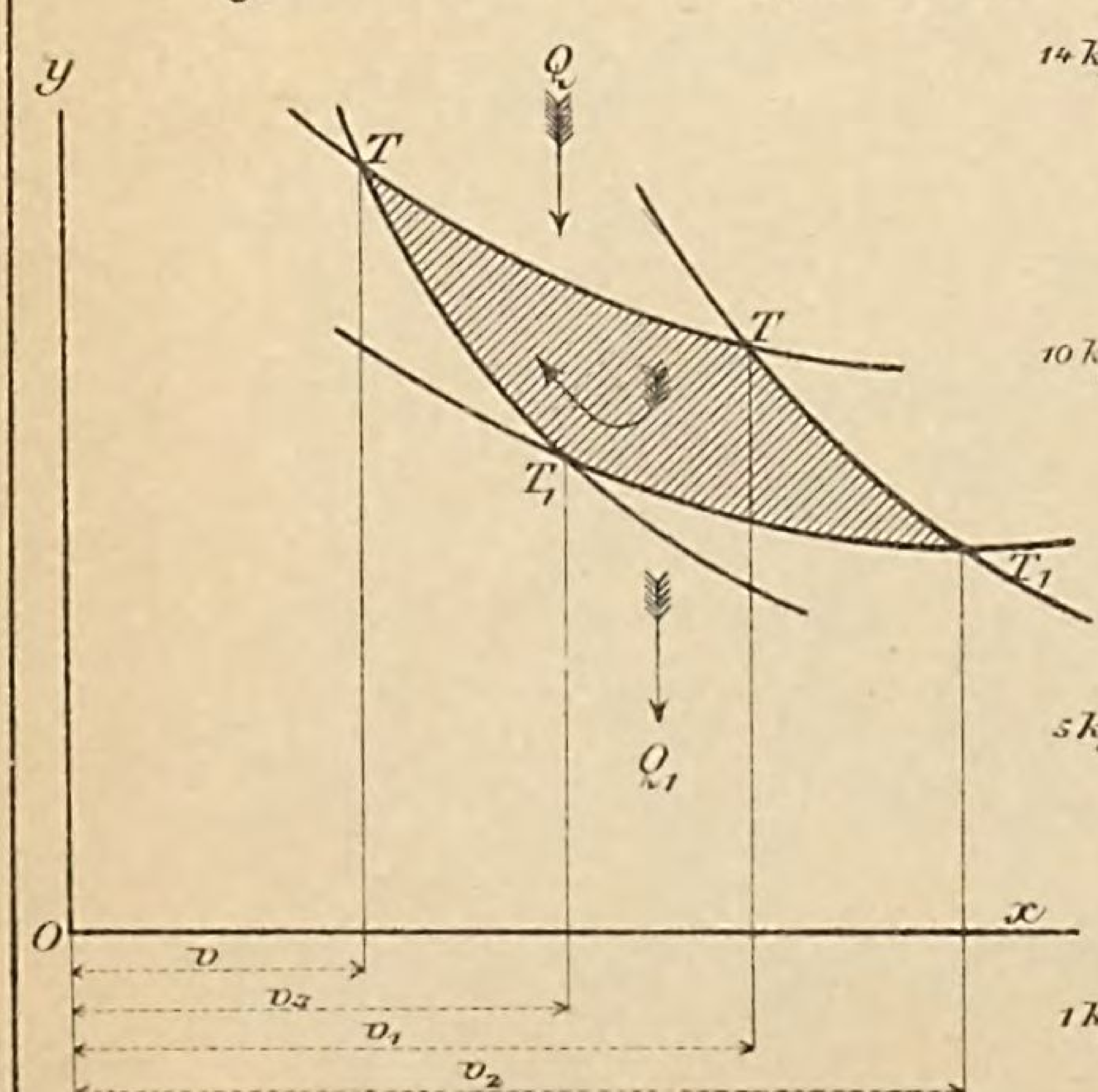
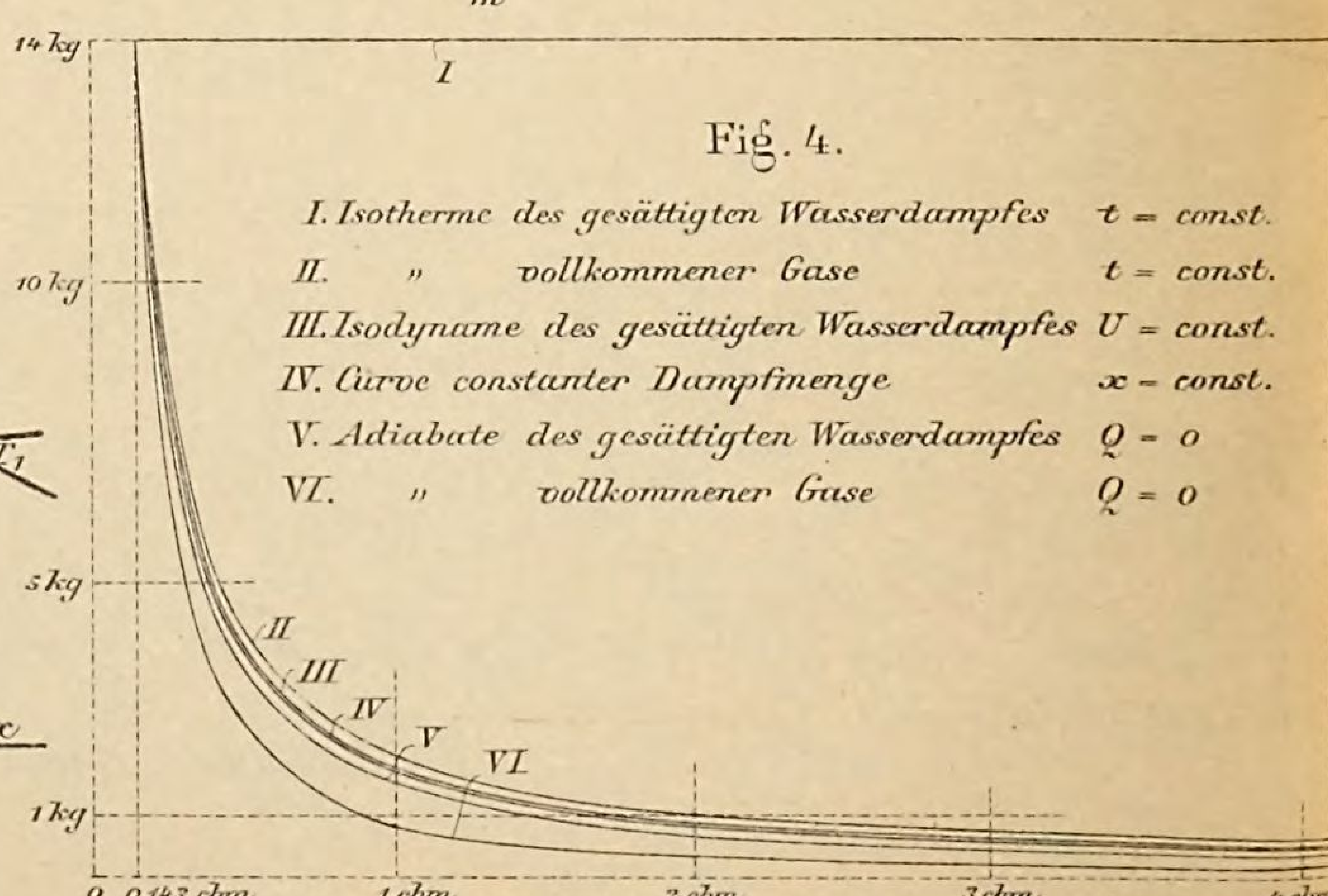


Fig. 4.



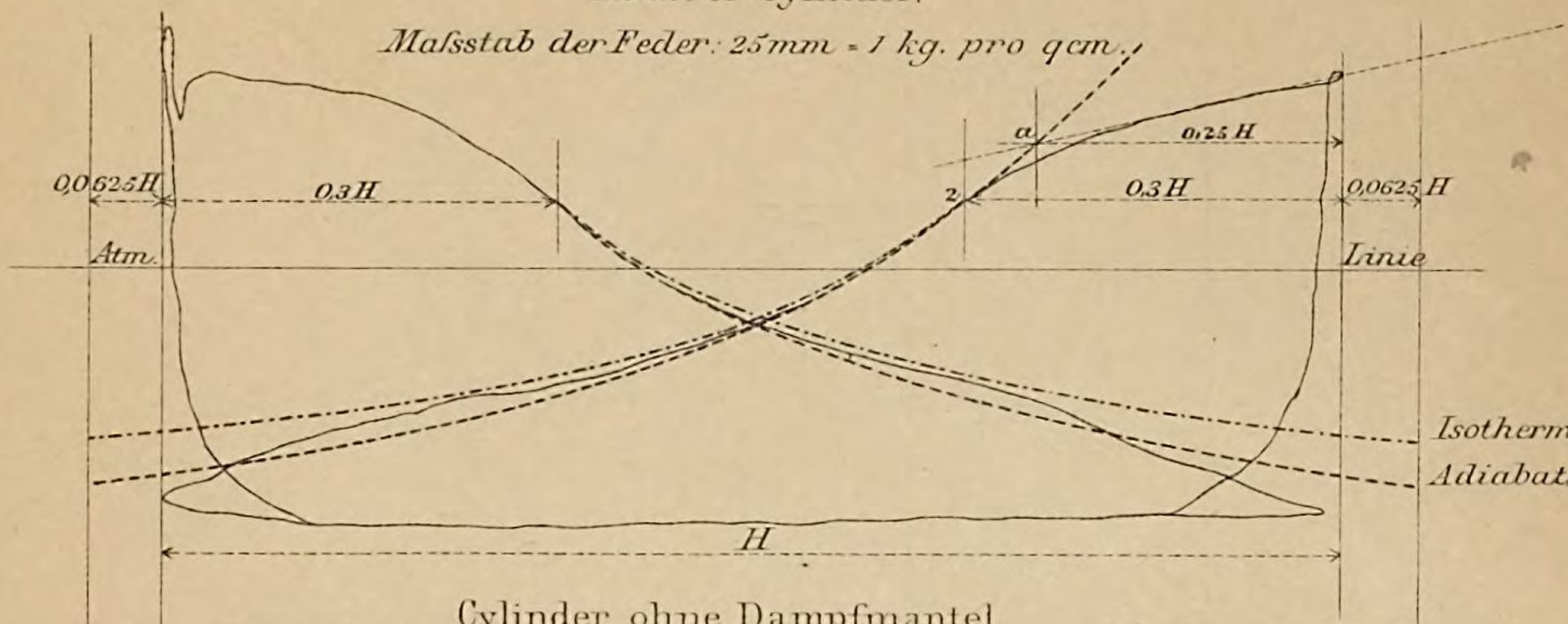
sionscurven.

Fig. 5.

Diagramm S. M. S. „Grille".

Hinterer Cylinder.

Maſsstab der Feder: 25 mm = 1 kg. pro qcm.



Cylinder ohne Dampfmantel.

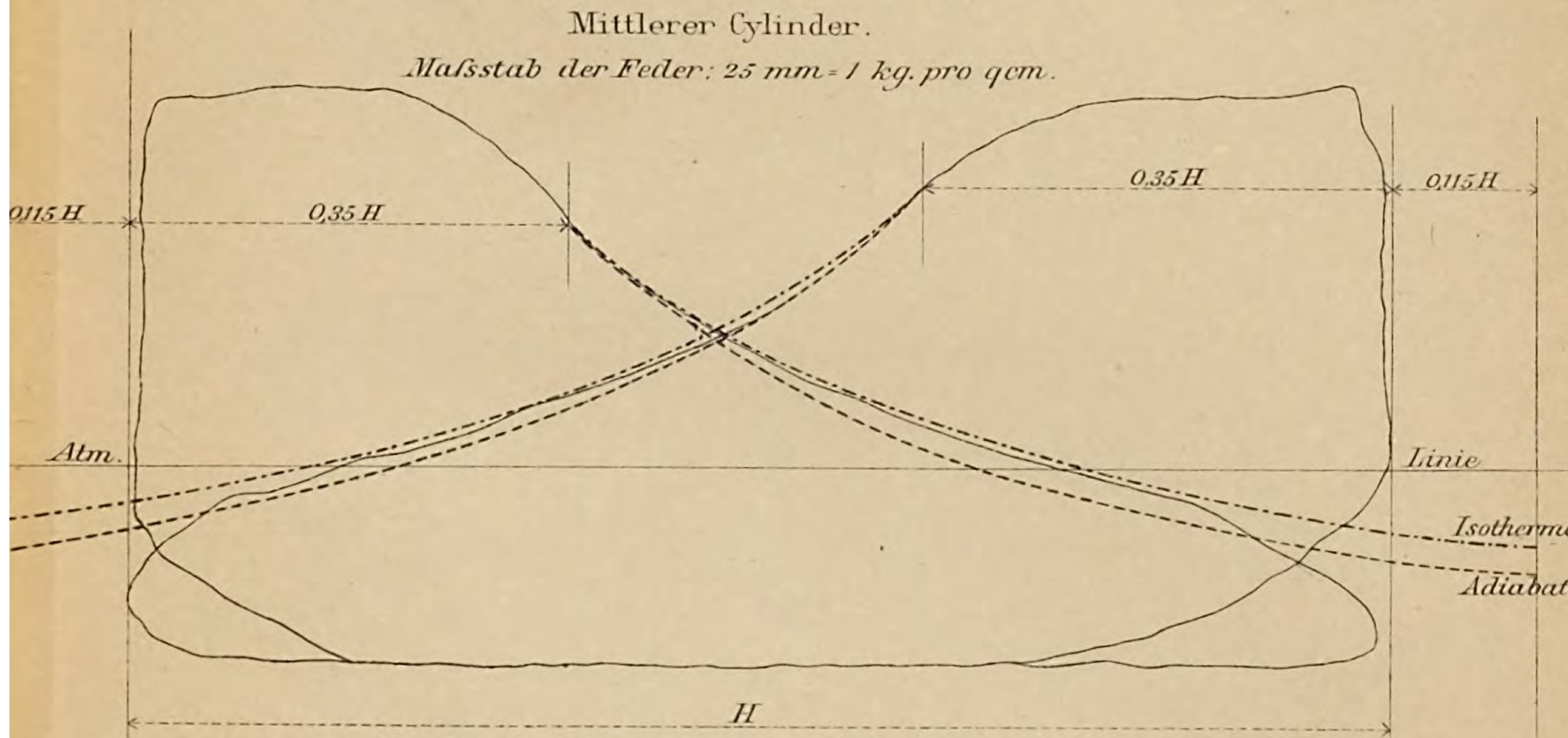
1. Cylinderdurchmesser	1,200 m	8. Dampfdruck im Hauptdampfrohr v. d. Maschine	0,9 kg. Uebd.
2. Trunkdurchmesser	0,432 „	9. Dampfdruck beim Eintritt in den Cylinder	0,6 „ „
3. Hub	0,457 „	10. Mittlerer Druck p_i	0,7 absol.
4. Öffnung der Drosselklappe	0,23	11. Öffnung der Einspritzung	0,45
5. Cylinderfüllungsgrad	0,3	12. Luftleere im Einspritz-Condensator	0,83
6. Schädlicher Raum des Cylinders	0,0625 H.	13. Umdrehungen pro Minute	83
7. Dampfdruck im Kessel	1,2 kg. Uebd.	14. IP des hinteren Cylinders	116,0

Fig. 6.

Diagramm S. M. S. „Preussen".

Mittlerer Cylinder.

Maſsstab der Feder: 25 mm = 1 kg. pro qcm.



Cylinder mit Dampfmantel.

1. Cylinderdurchmesser	2,302 m	7. Dampfdruck im Kessel	2 kg. Uebd.
2. Trunkdurchmesser	0,941 „	8. Dampfdruck im Hauptdampfrohr v. d. Maschine	1,7 „ „
3. Kolbenhub	1,15 „	9. Dampfdruck beim Eintritt in den Cylinder	1,4 „ „
4. Öffnung der Drosselklappe	ganz	10. Mittlerer Druck p_i	1,28 „ absol.
5. Cylinderfüllungsgrad	0,35	11. Luftleere im Oberflächen-Condensator	0,76
6. Schädlicher Raum des Cylinders	0,115 H.	12. Umdrehungen pro Minute	68
		13. IP des mittleren Cylinders	1595,6

er in Kiel u. Leipzig.

Lith. Anst. v. Bogdan Gisevius, Berlin W. Linkstr. 29.

Temperatur- und

Fig. 1.
Wärmeleitungscurven.

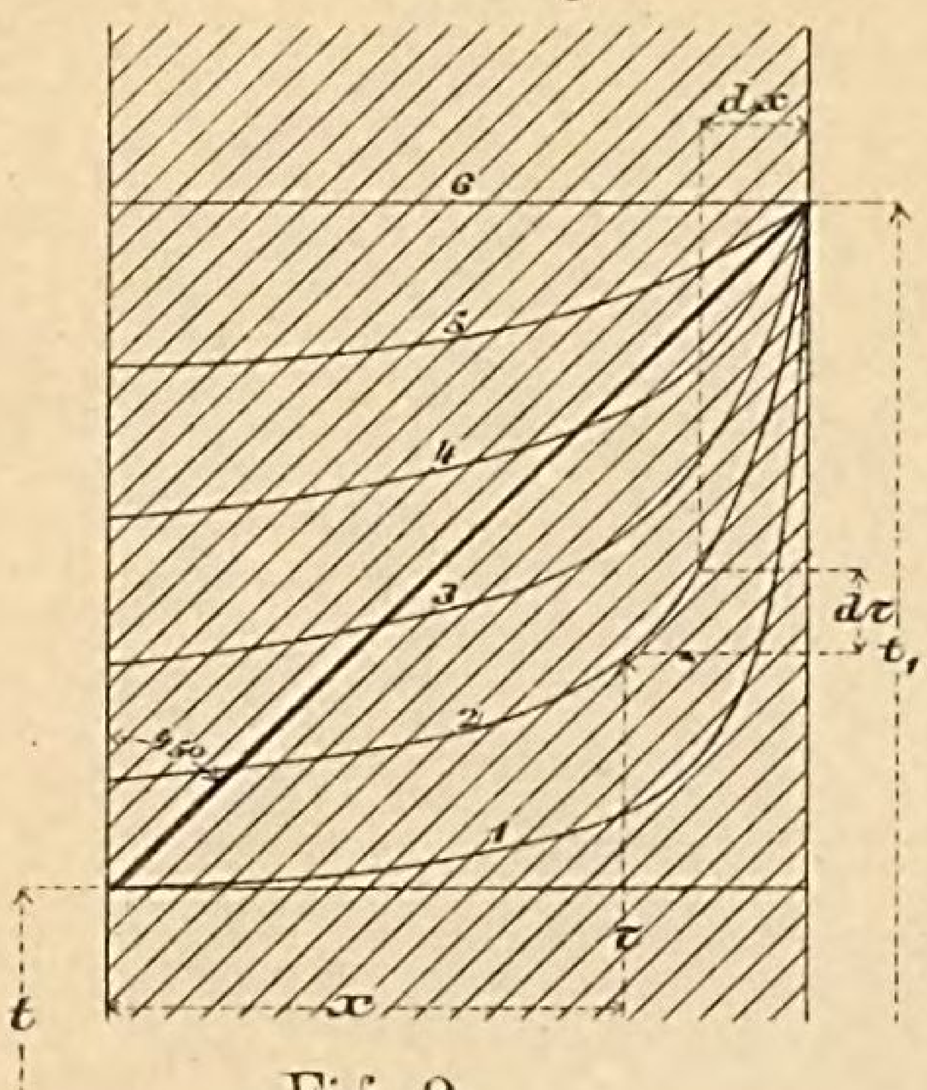


Fig. 2. Temperaturcurven
einer ungeheizten Cylinderwand.

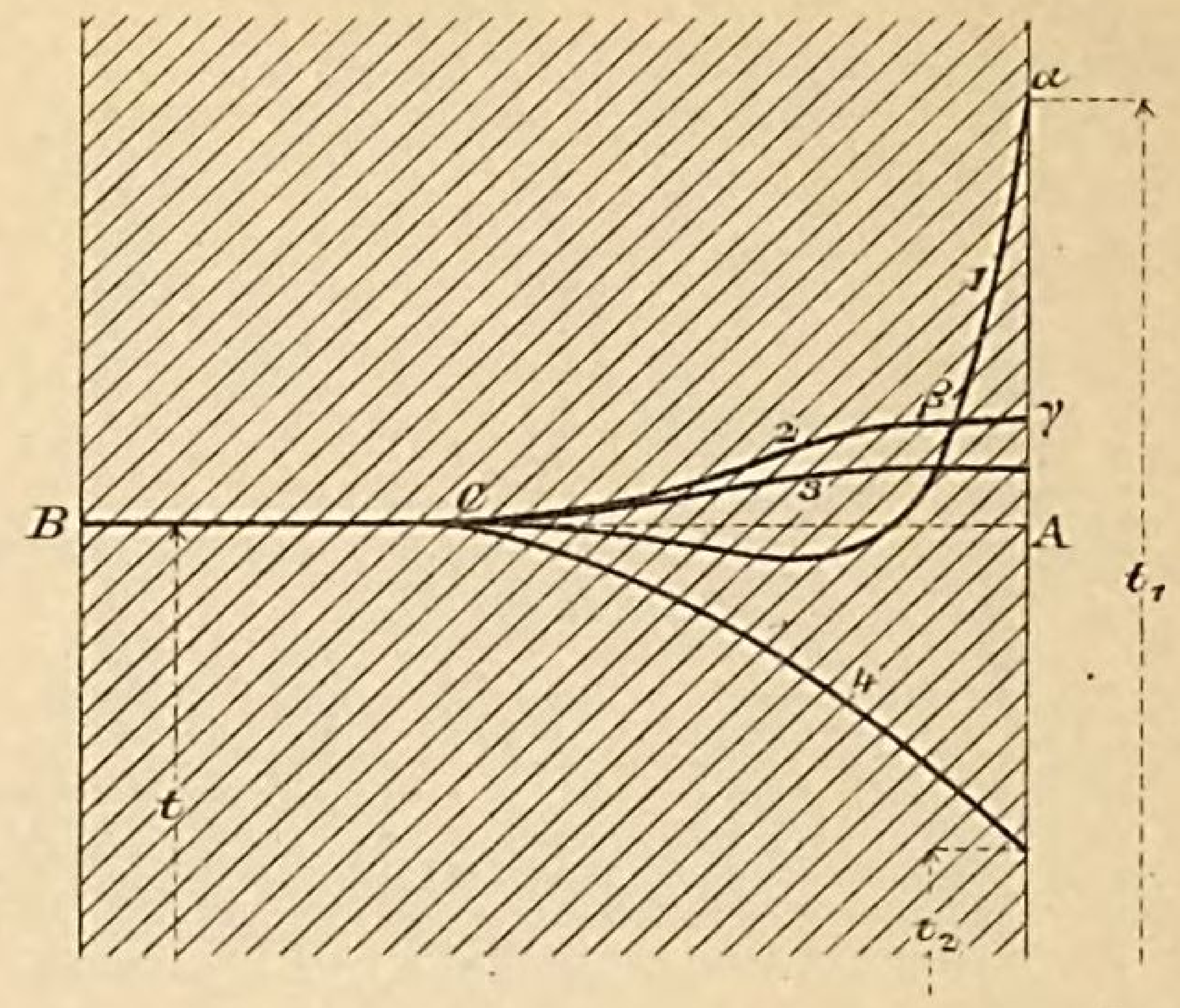


Fig. 3. Temperatu
einer geheizten Cy

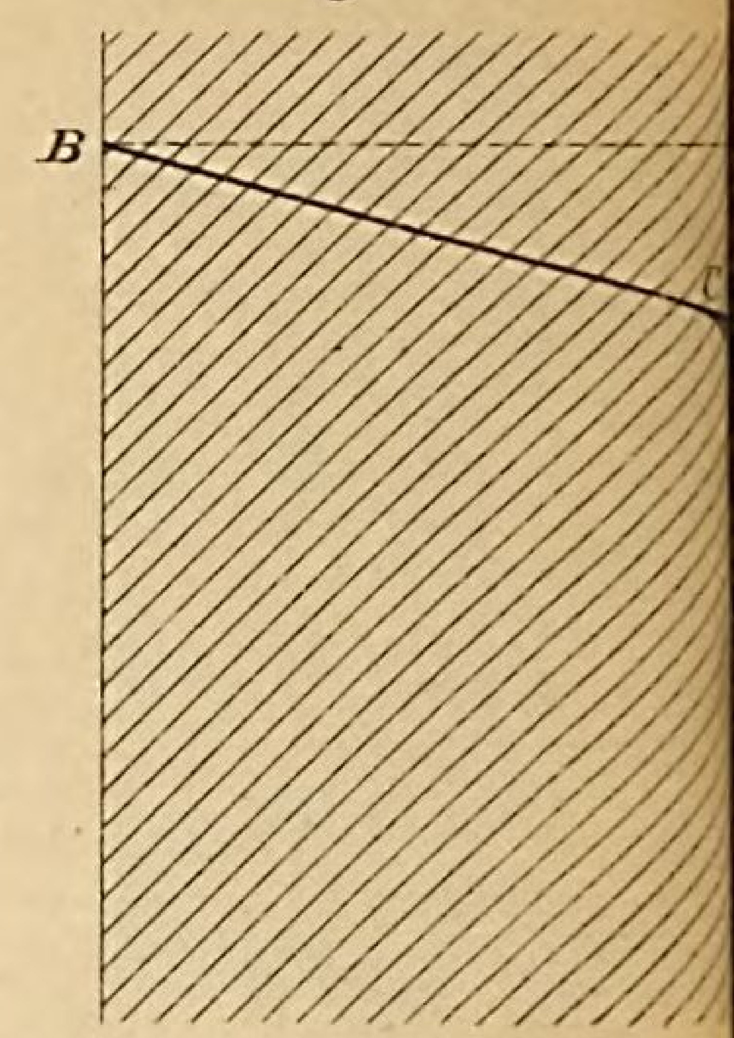
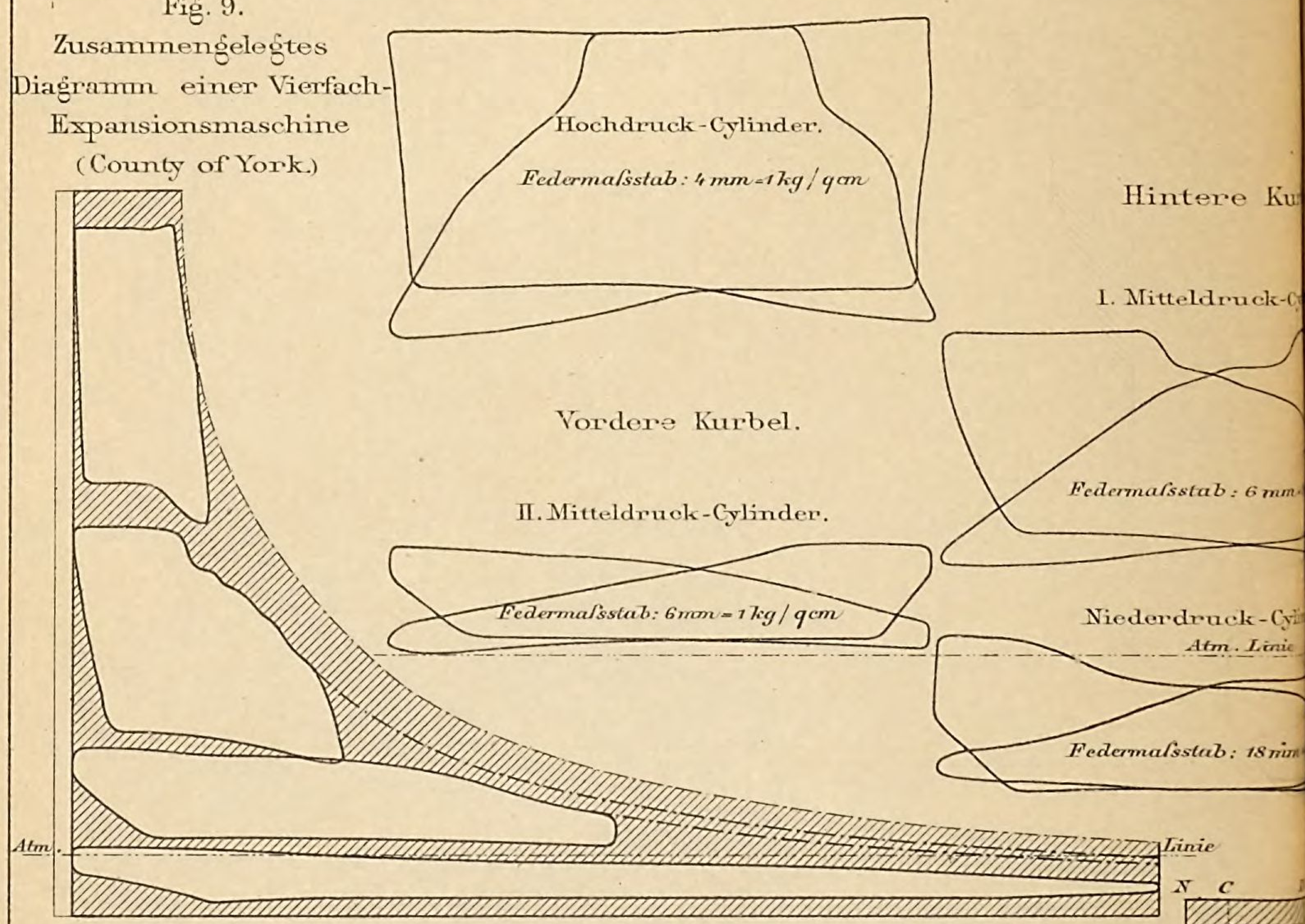


Fig. 9.
Zusammengelegtes
Diagramm einer Vierfach-
Expansionsmaschine
(County of York.)



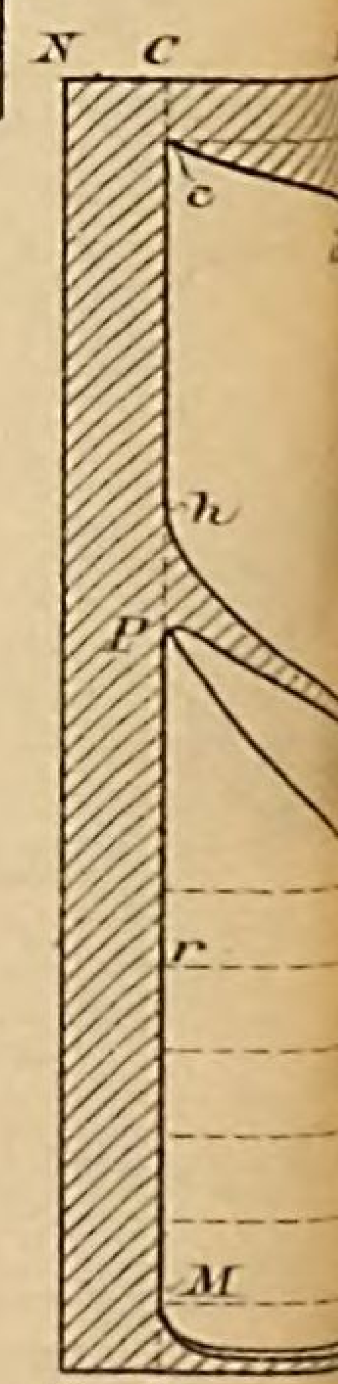
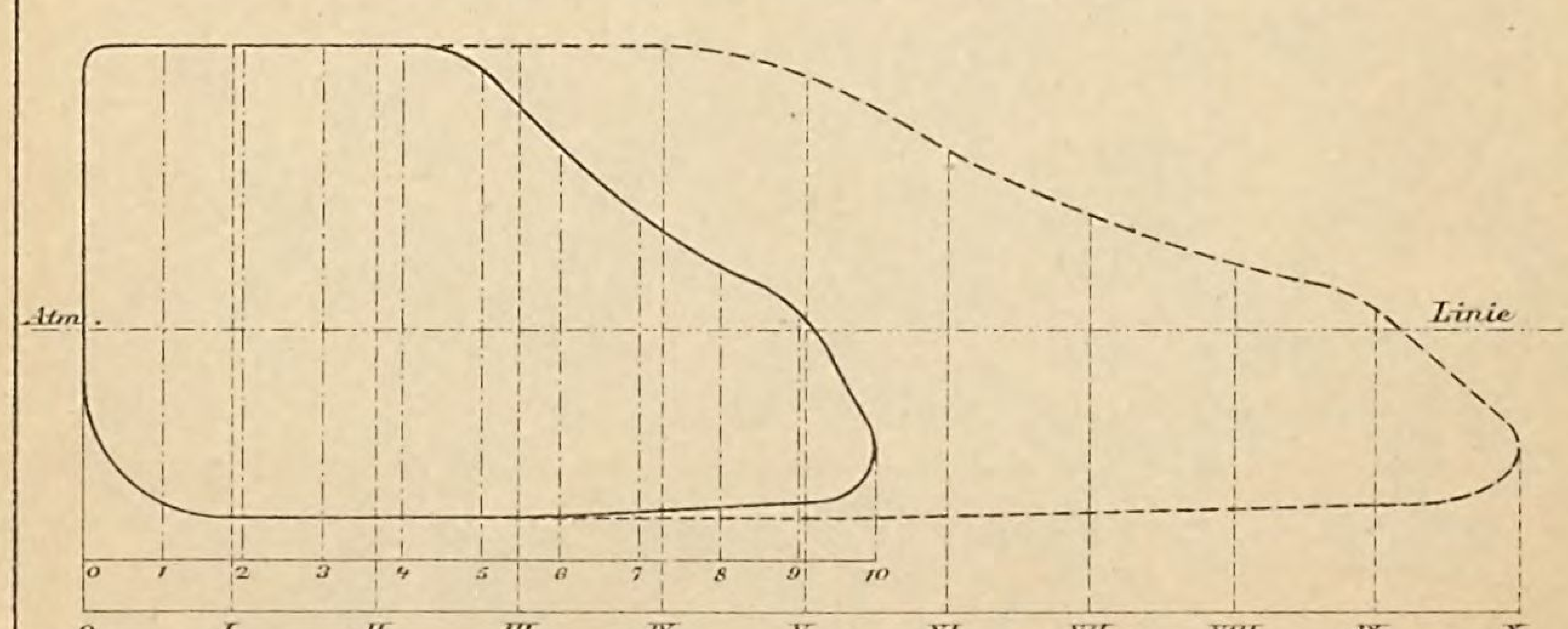


Fig. 7. Verstrecktes Diagramm.



...nnungs - Diagramme.

...Tempe...
...and.

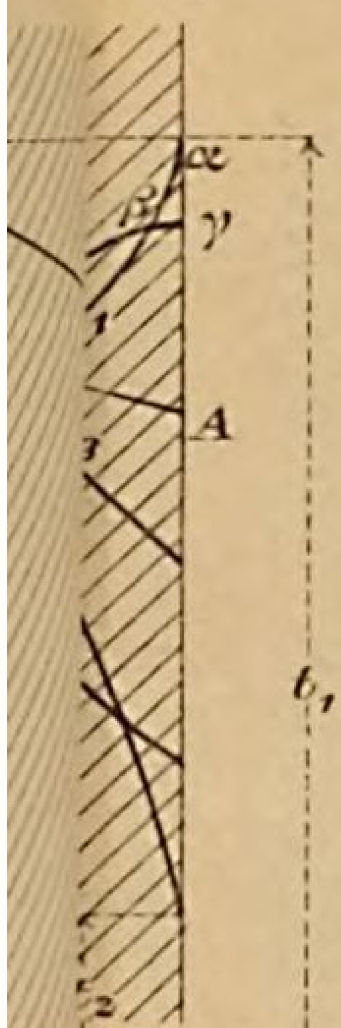


Fig. 4. Füllungshub bei unendlich langer Pleyelstange.

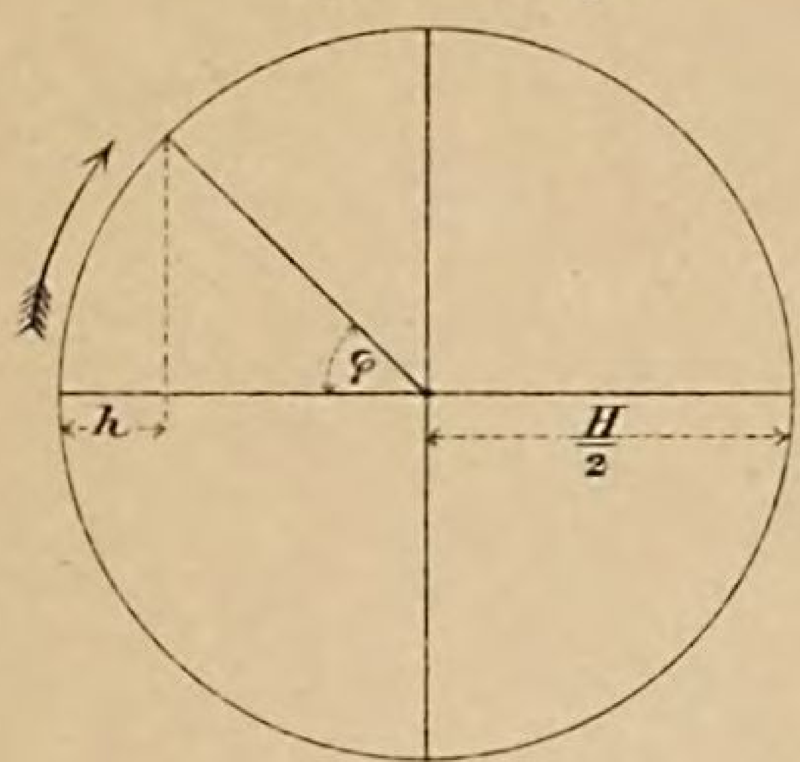


Fig. 5. Wärmeaustausch zwischen Dampf und Cylinderwand.

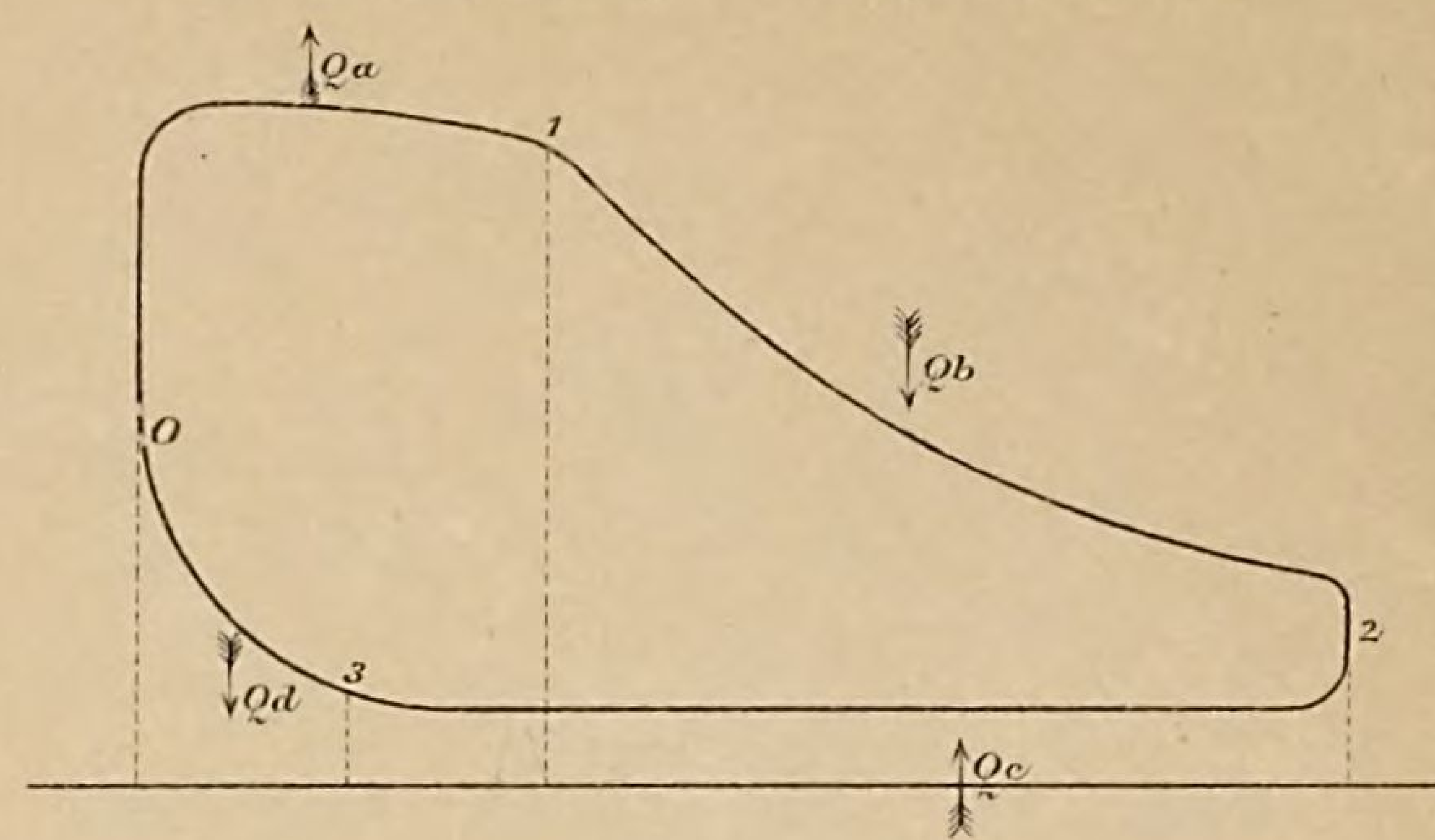
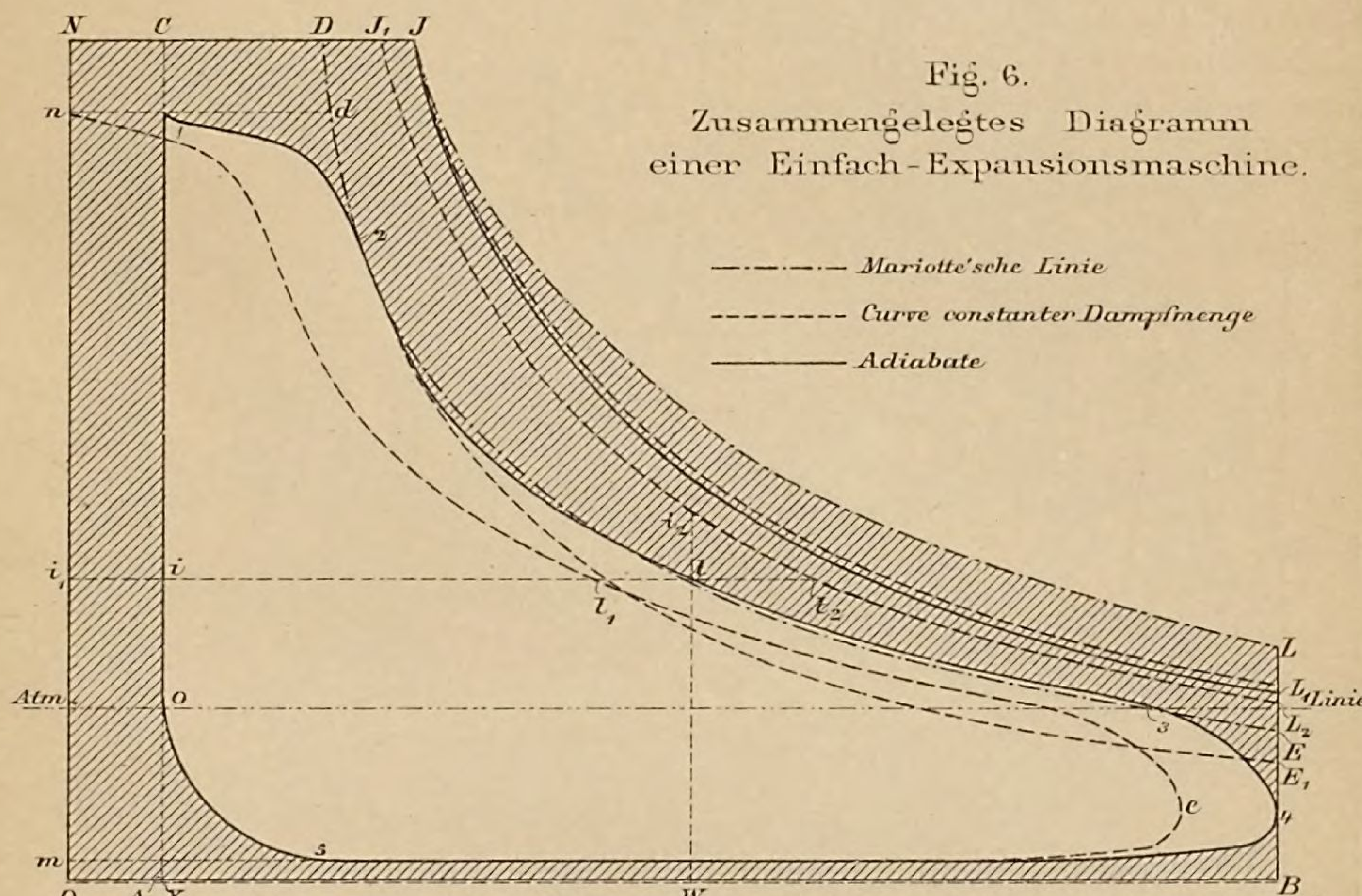


Fig. 6. Zusammengelegtes Diagramm einer Einfach-Expansionsmaschine.



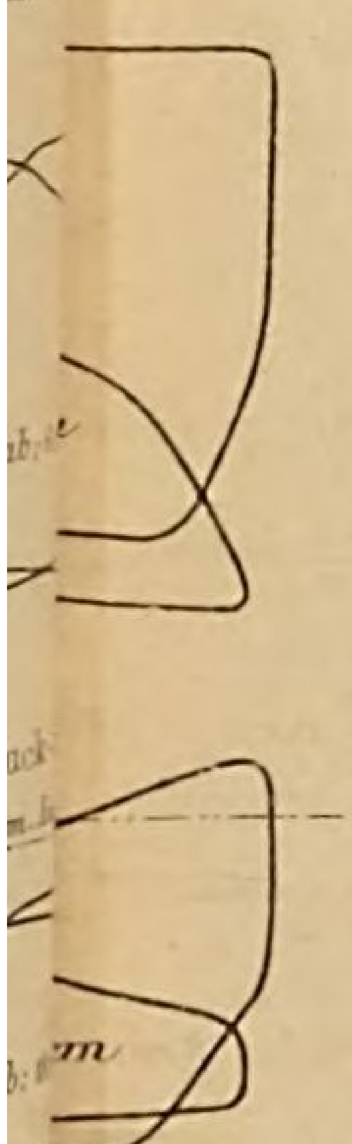


Fig. 8. Zusammengelegtes Diagramm einer Zweifach-Expansionsmaschine nach Rankine.

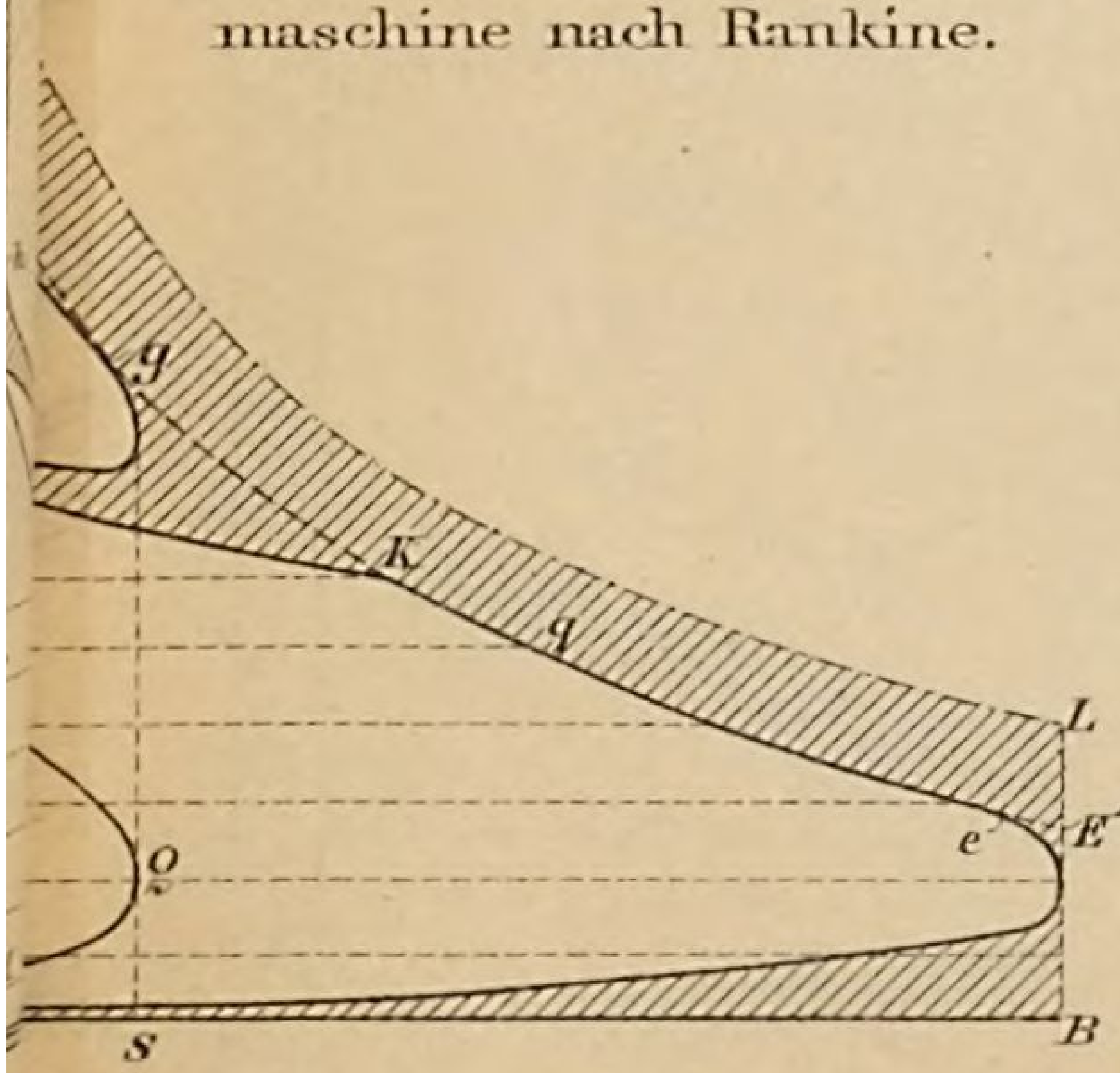
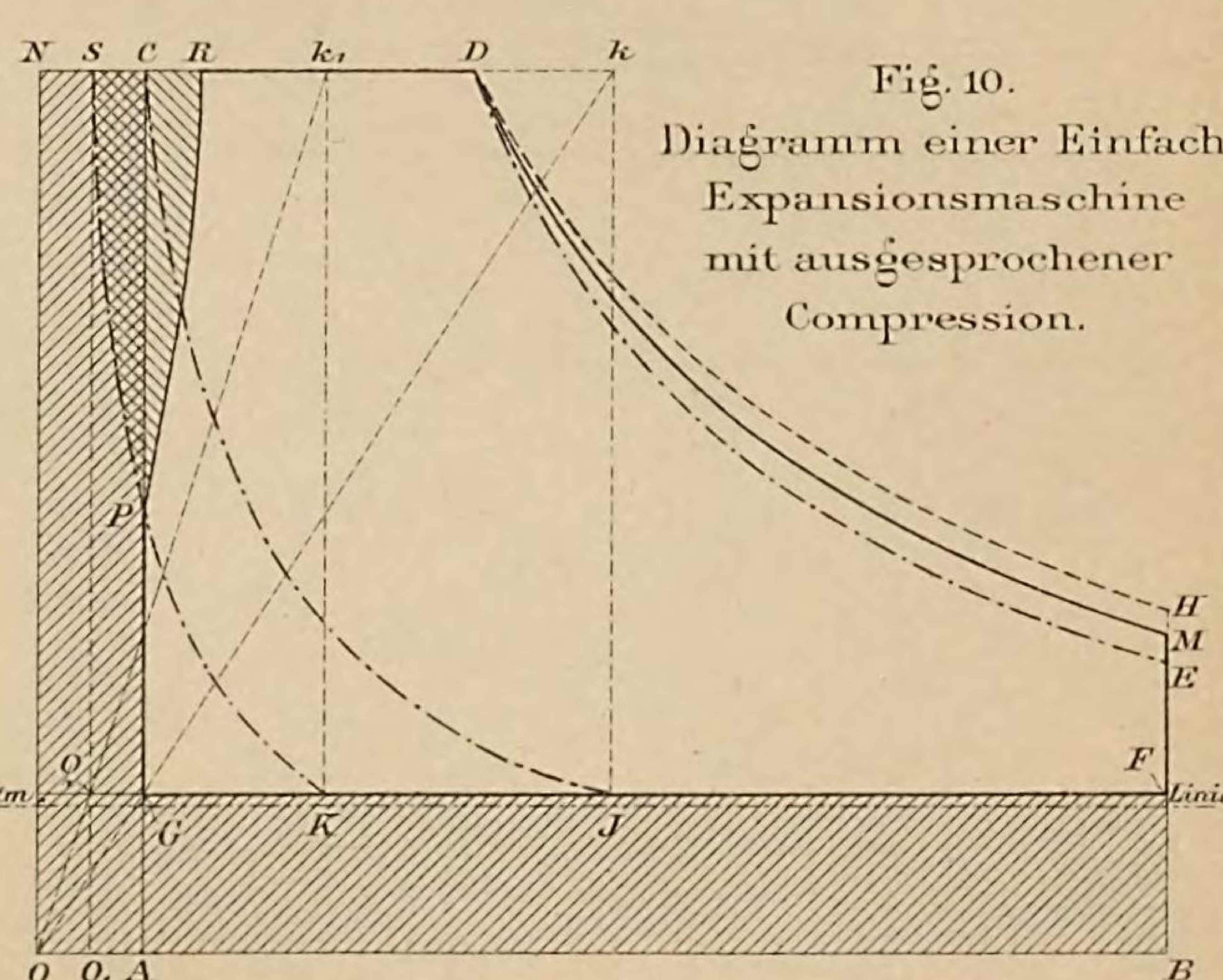


Fig. 10. Diagramm einer Einfach-Expansionsmaschine mit ausgesprochener Compression.



Zusammg
IndikatoDia

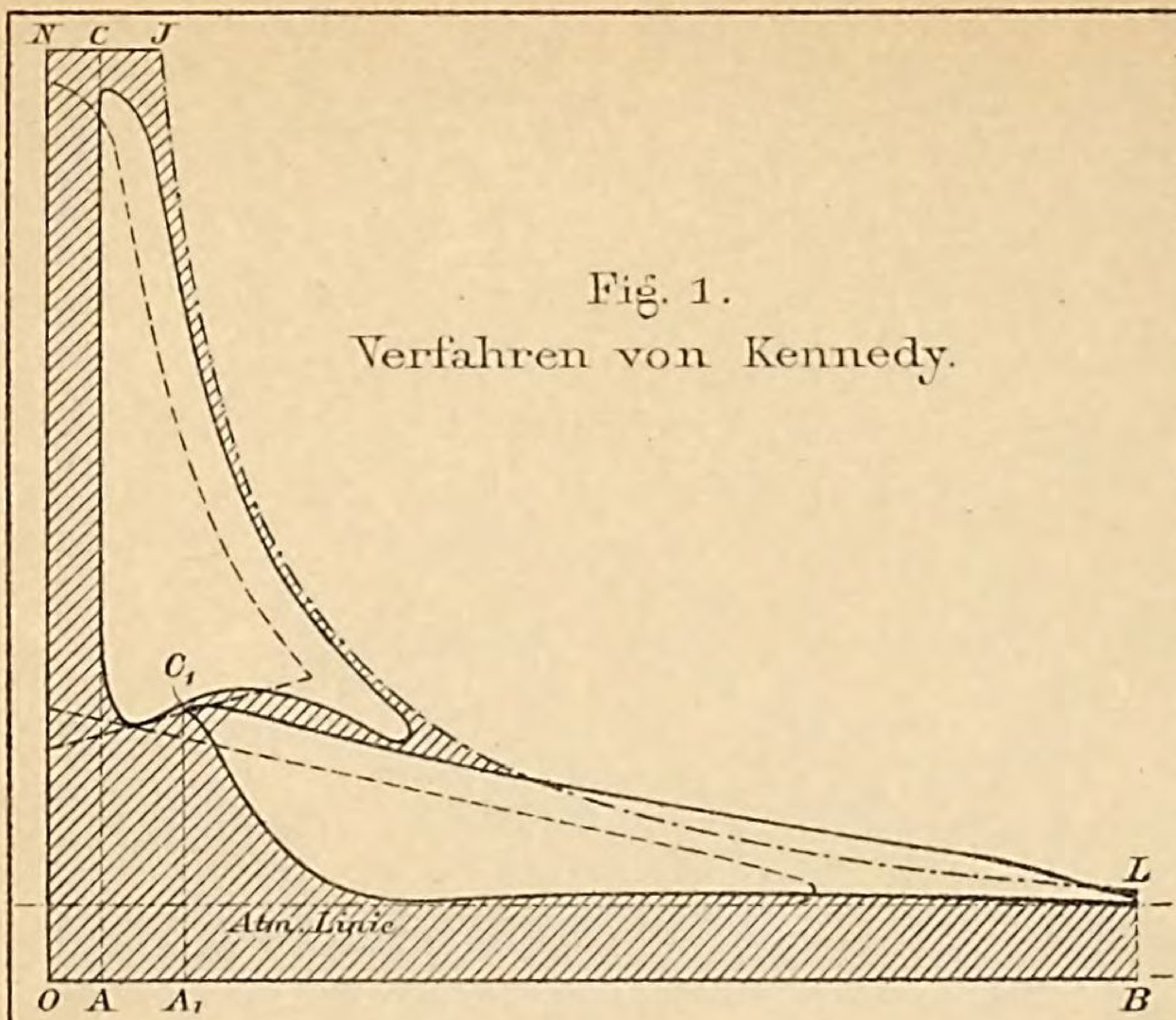
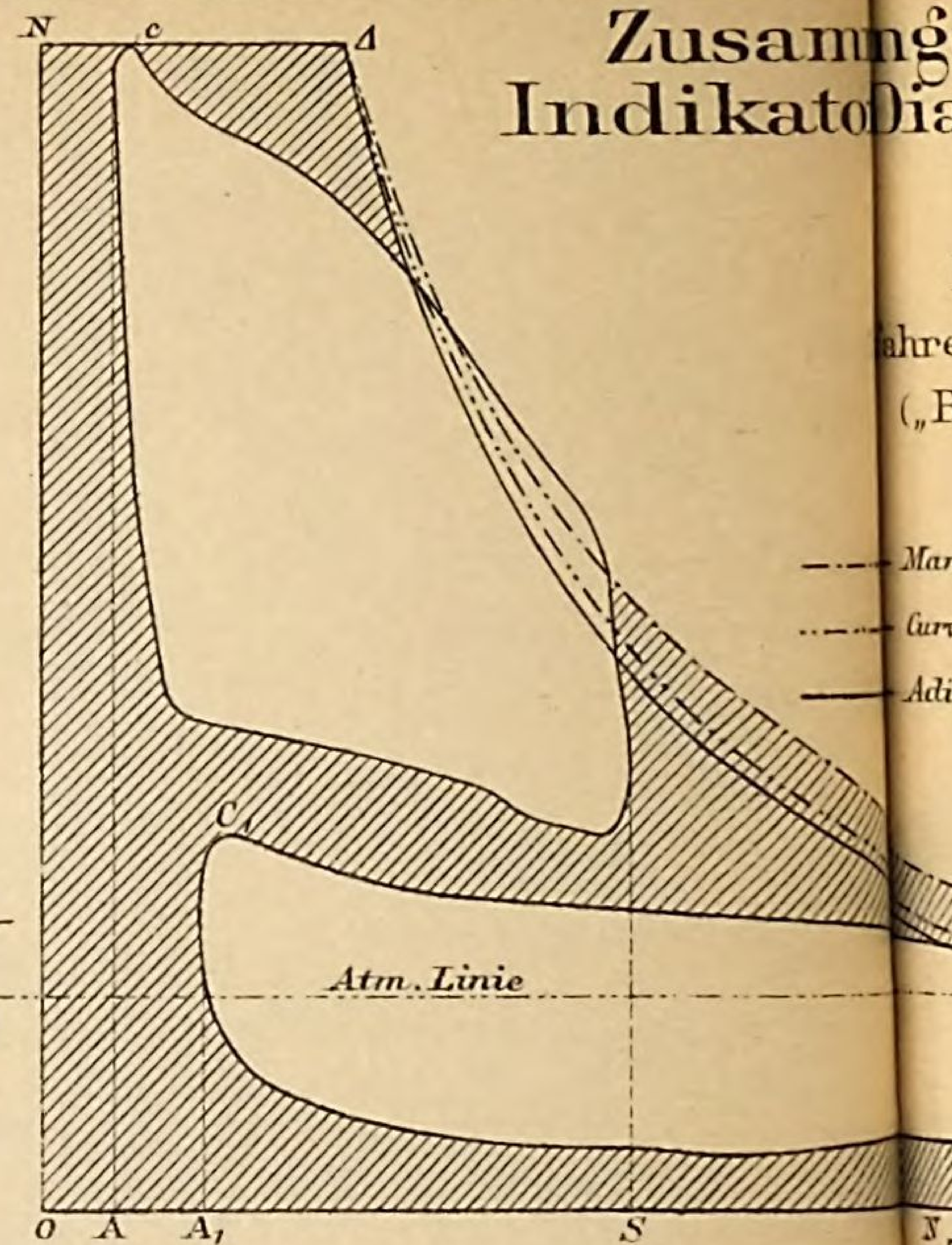


Fig. 1.
Verfahren von Kennedy.



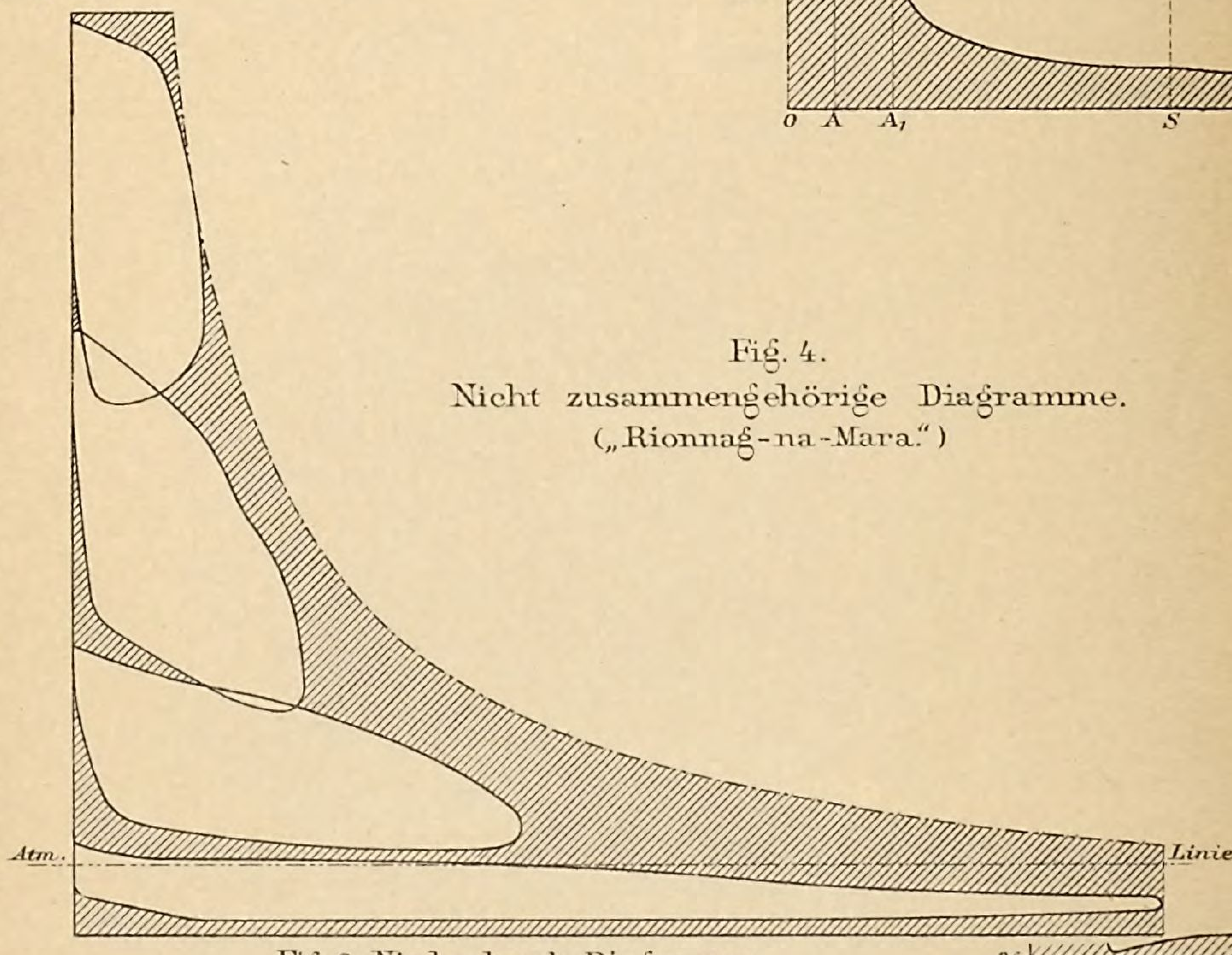


Fig. 4.
Nicht zusammengehörige Diagramme.
(„Rionnag-na-Mara.")

Fig. 6. Niederdruck-Diagramm
bei kleiner Kolbengeschwindigkeit.

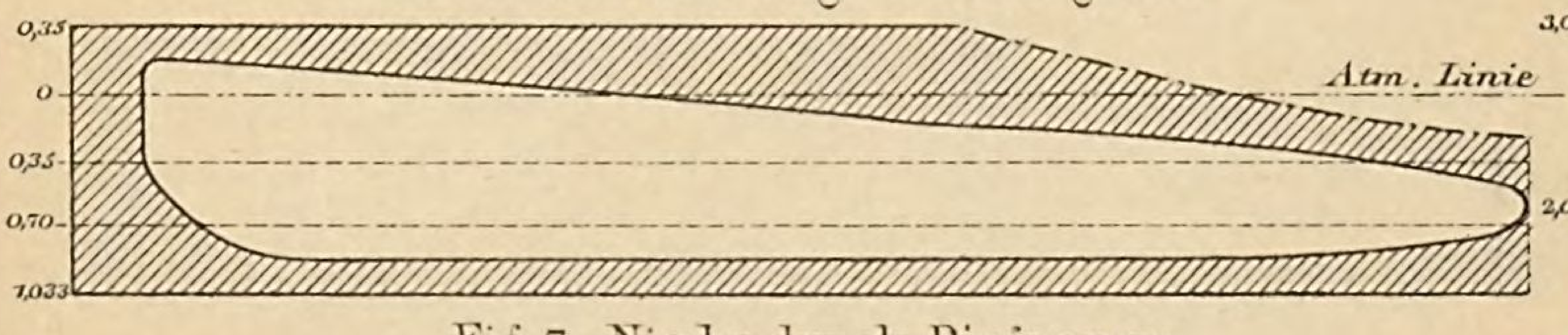
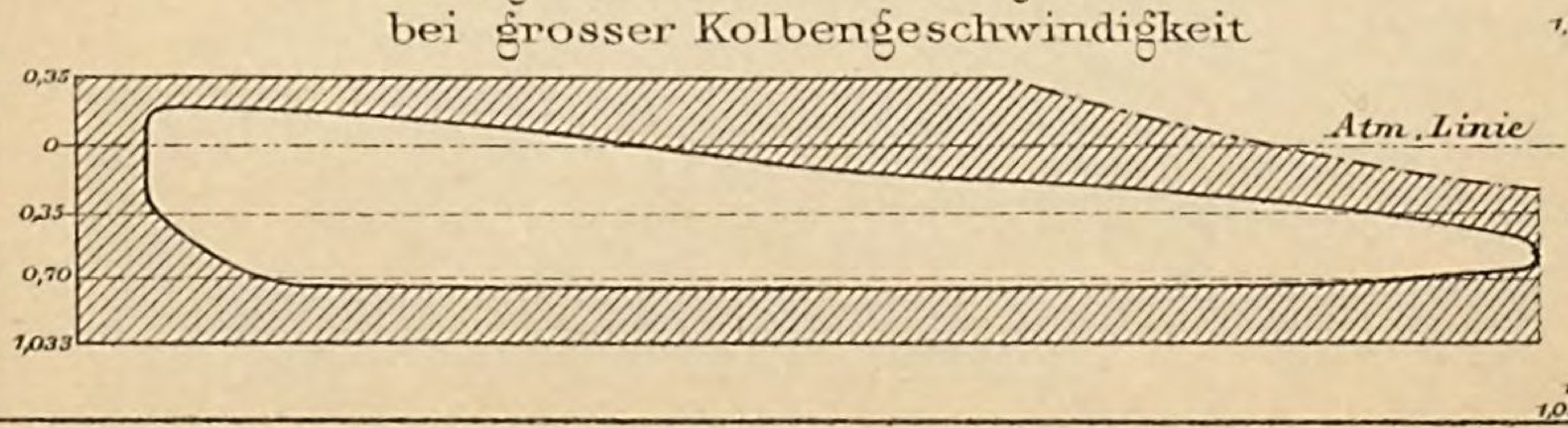
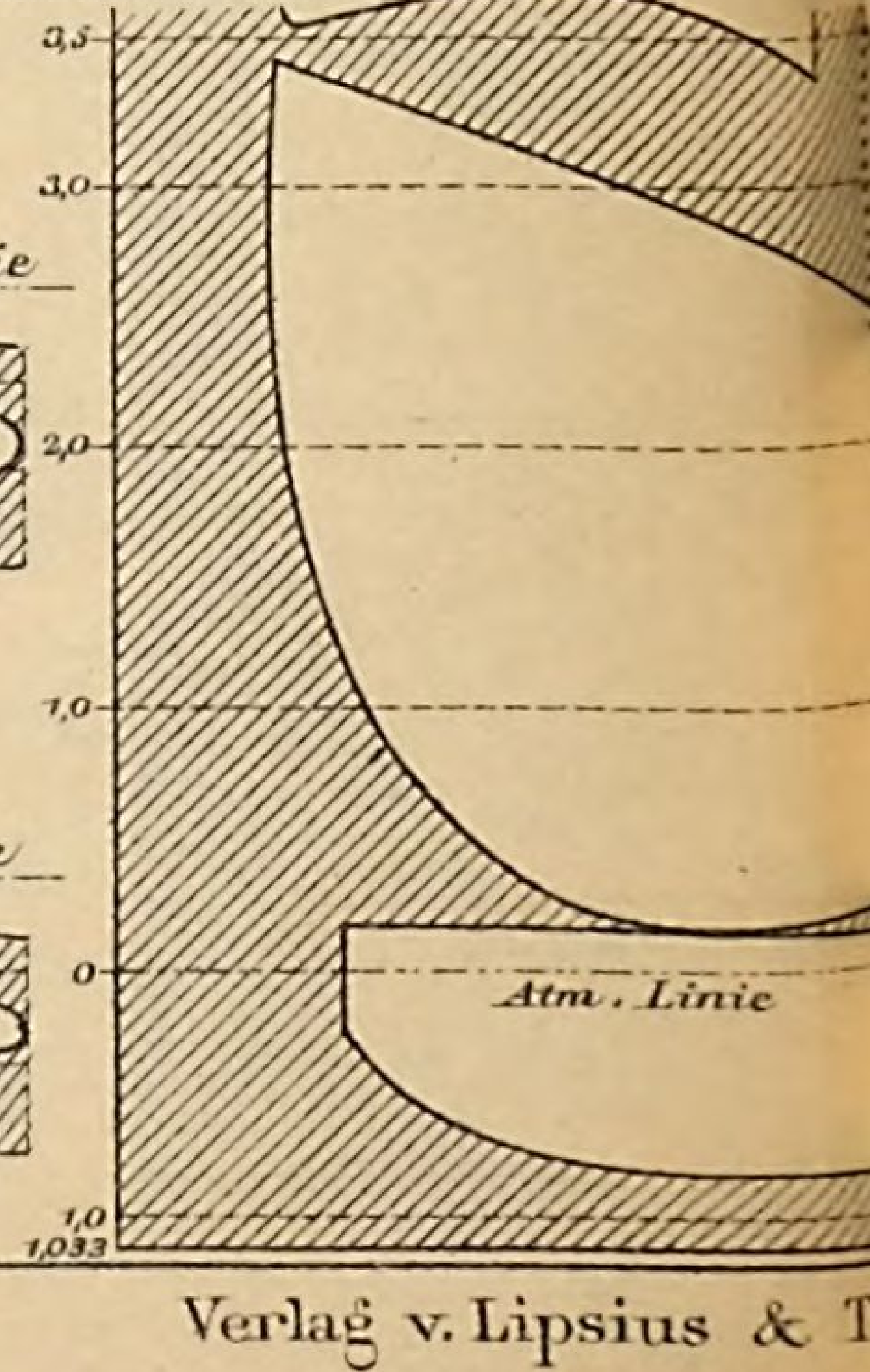


Fig. 7. Niederdruck-Diagramm
bei grosser Kolbengeschwindigkeit





Zusa gelegte
ndiki iagramme.

Fig. 2.
ren von Wyllie.
„Boadicea".)

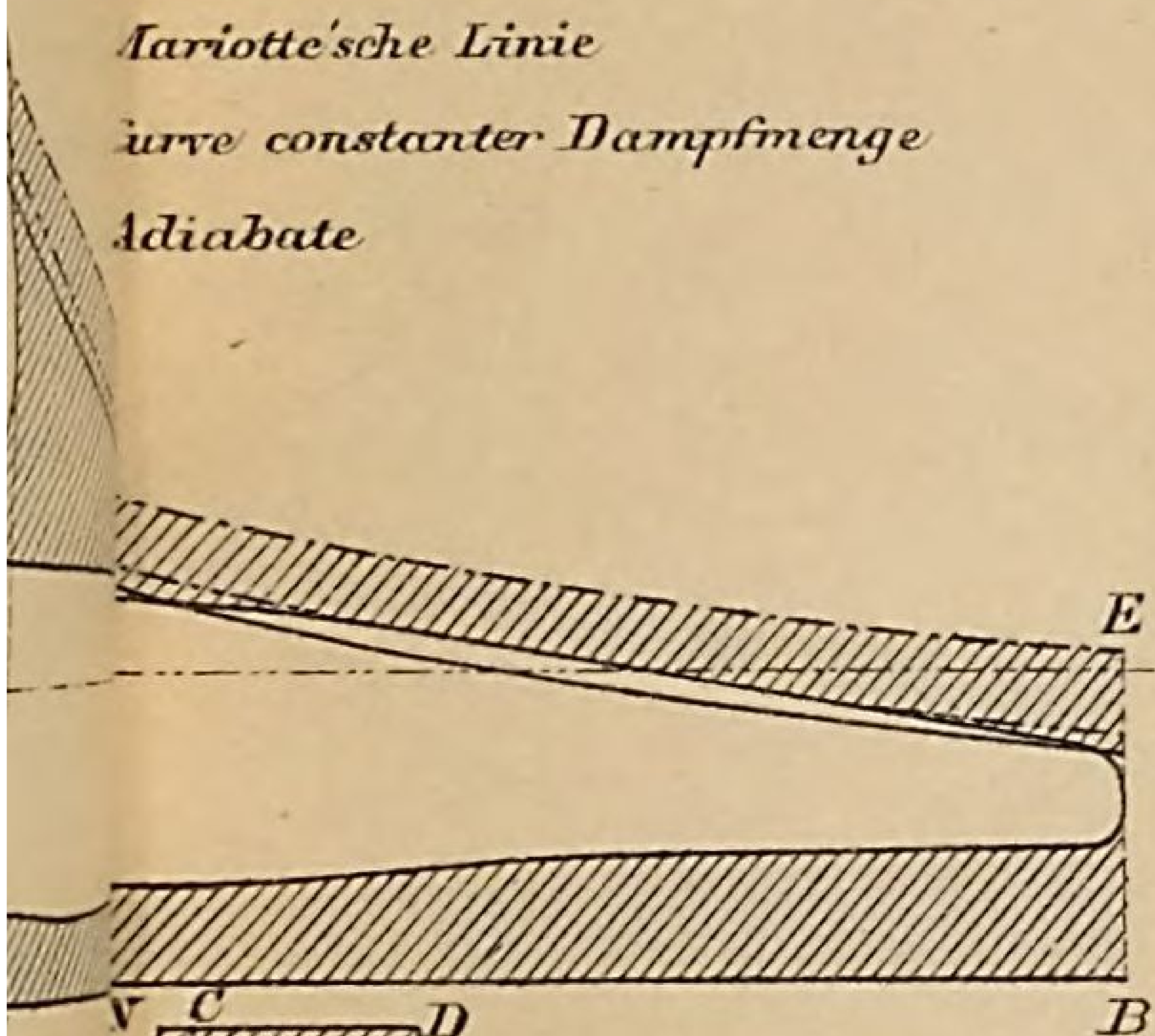


Fig. 3.
Frischung des Dampfes.
(„Arabian".)

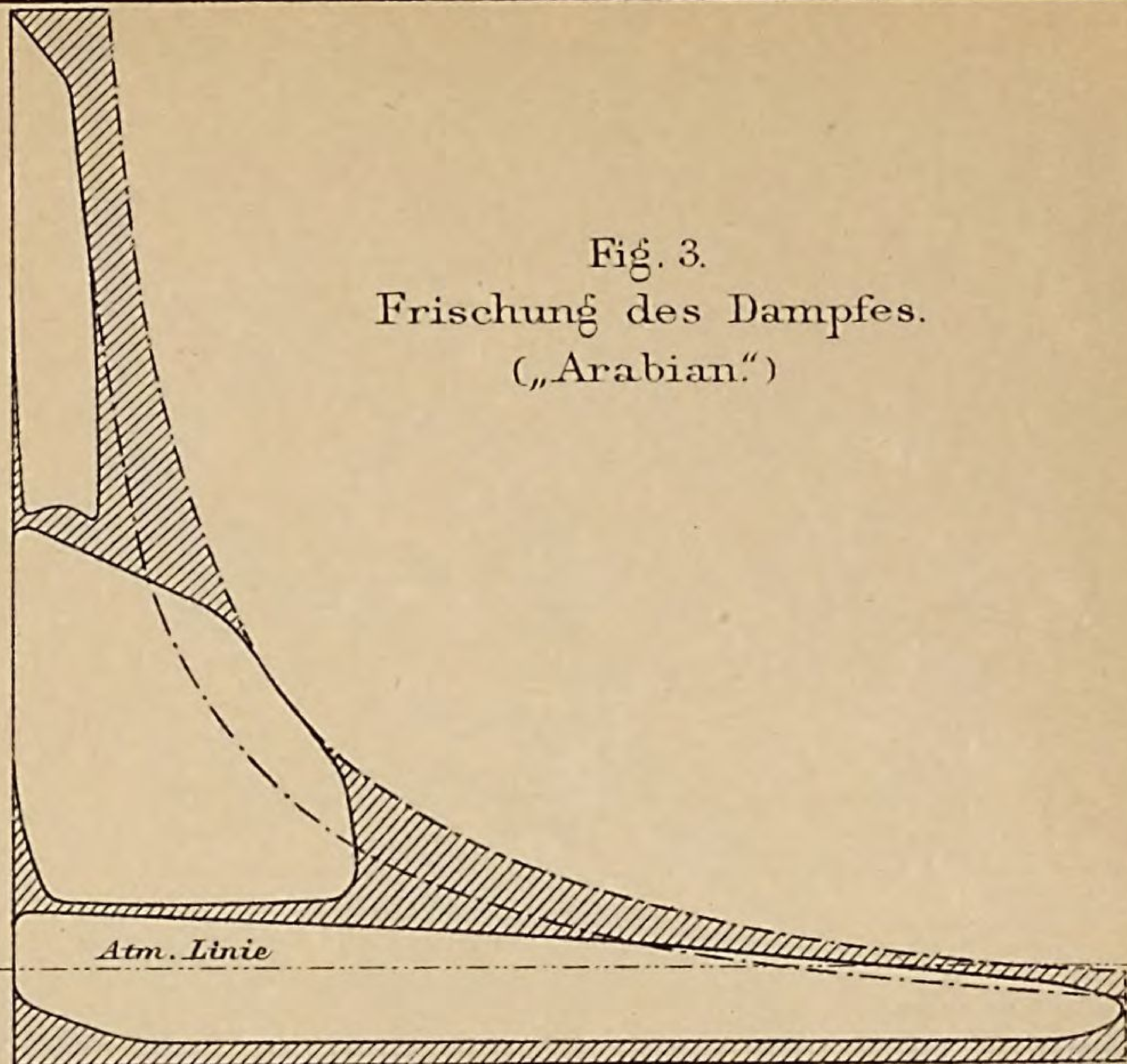


Fig. 5.
Verfahren von Kirk.
(„Aberdeen".)

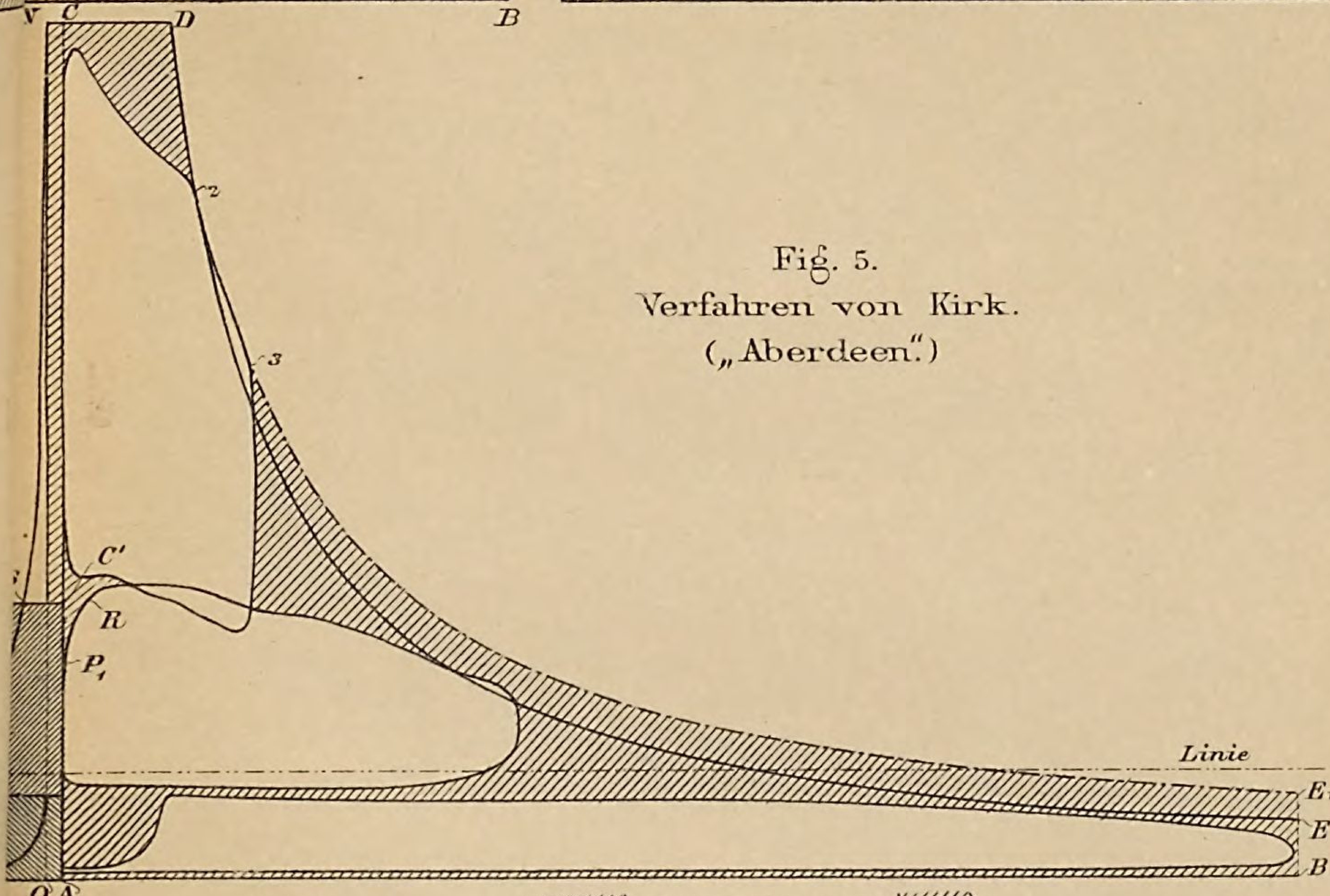


Fig. 8.
Mitteldruck-Diagramm
bei schnell laufender
Maschine.

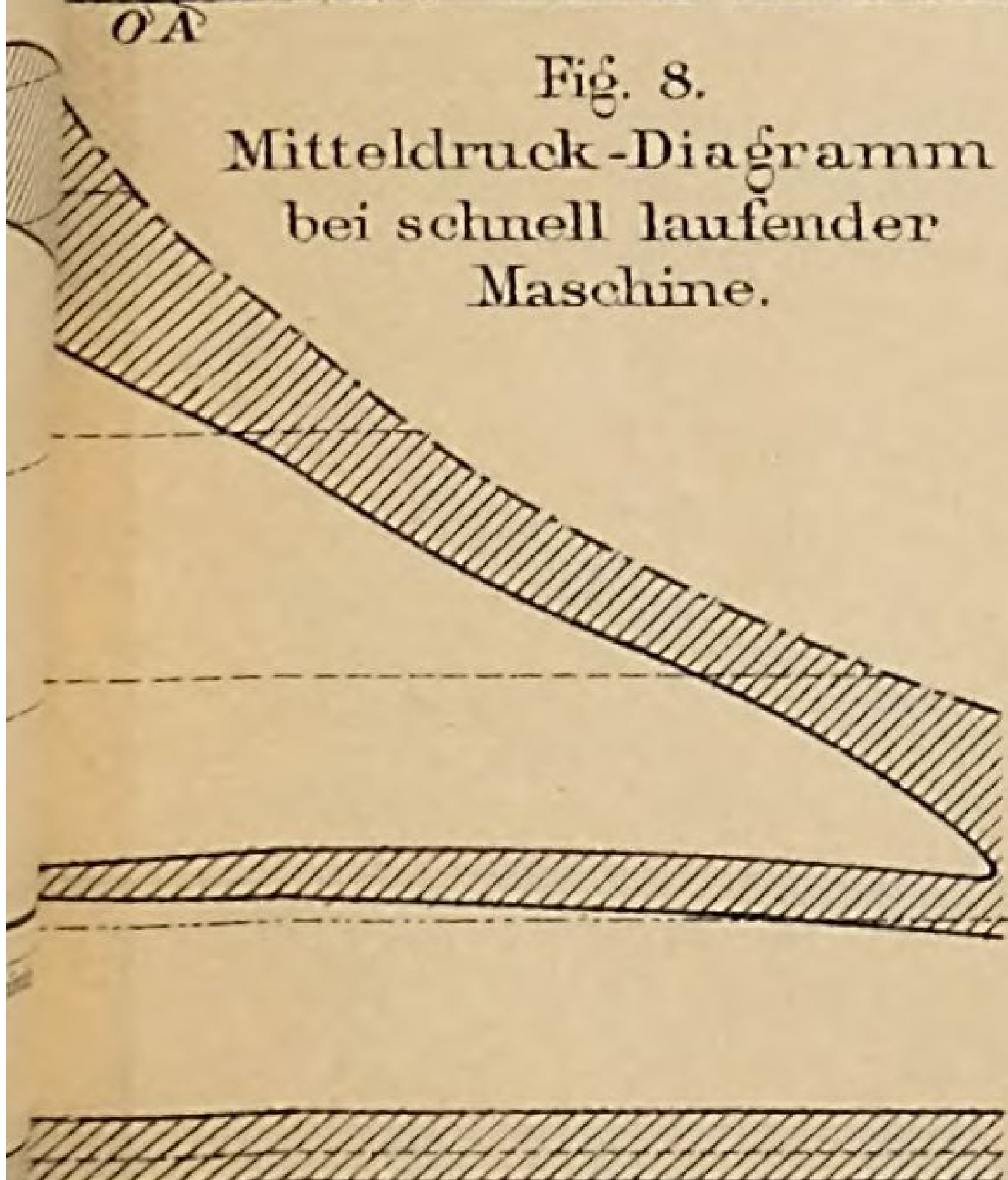
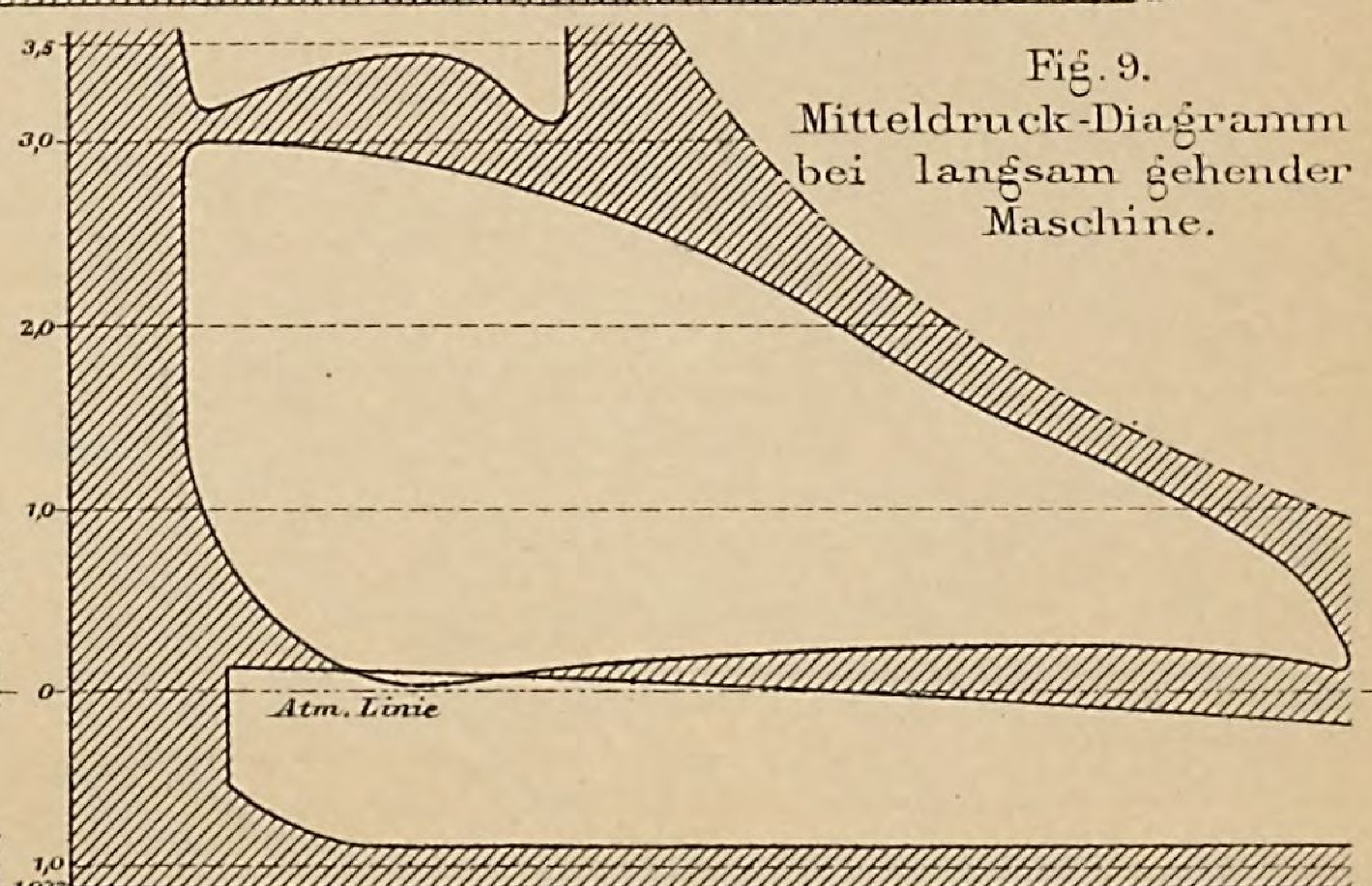


Fig. 9.
Mitteldruck-Diagramm
bei langsam gehender
Maschine.



her in Kiel u. Leipzig.
Lith. Anst. v. Bogdan Gisevius Berlin W. Linkstr. 29.

Zusammengelegte Ind

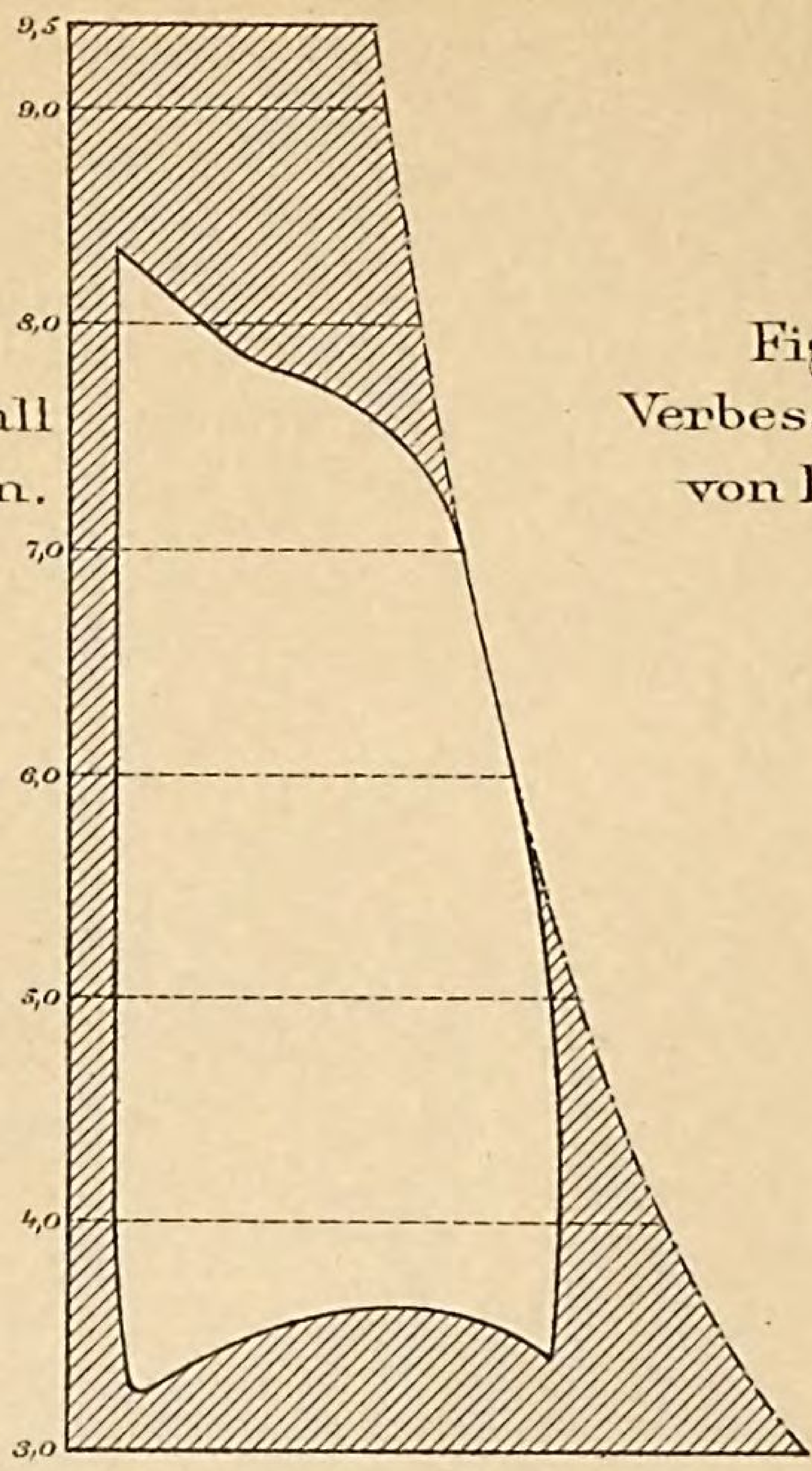


Fig. 2.
Starker Spannungsabfall im Hochdruck-Diagramm.

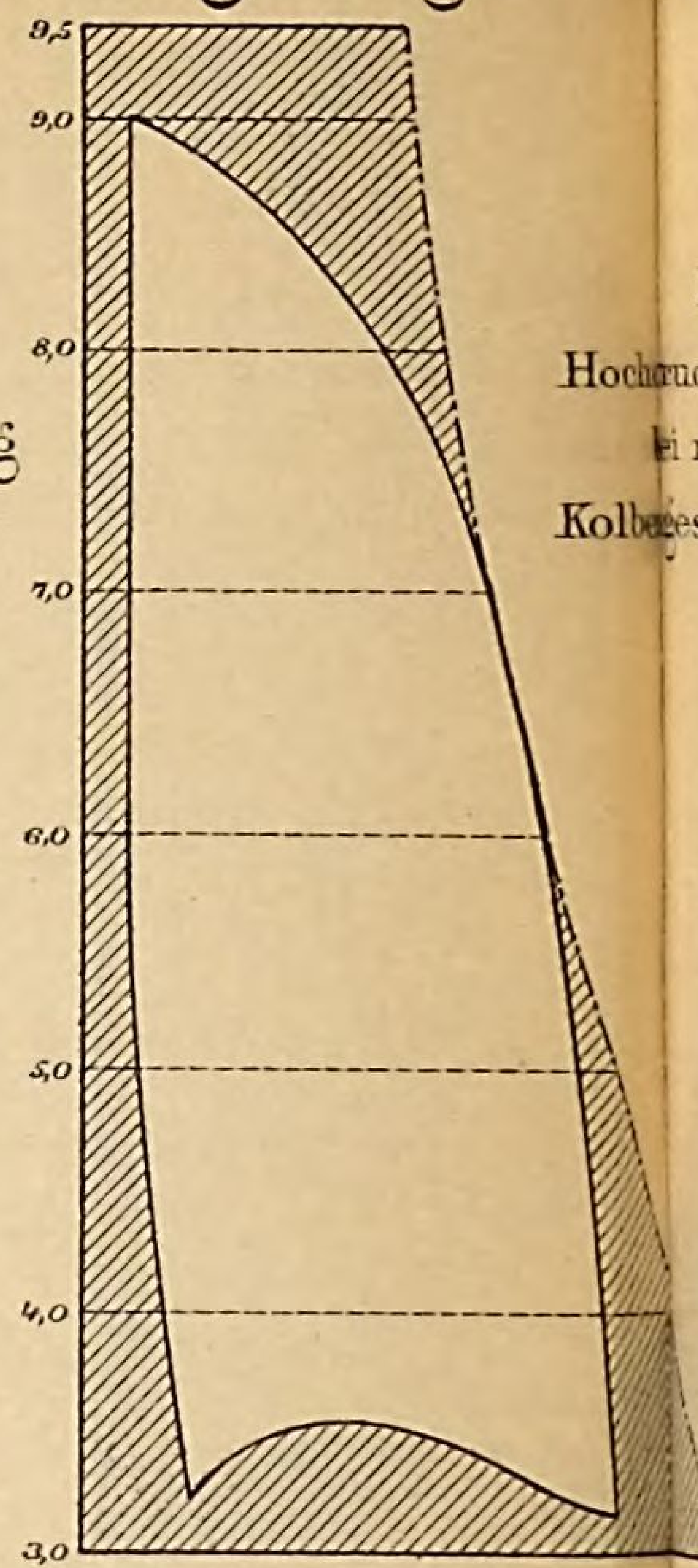


Fig. 3.
Verbesserung von Fig. 2.

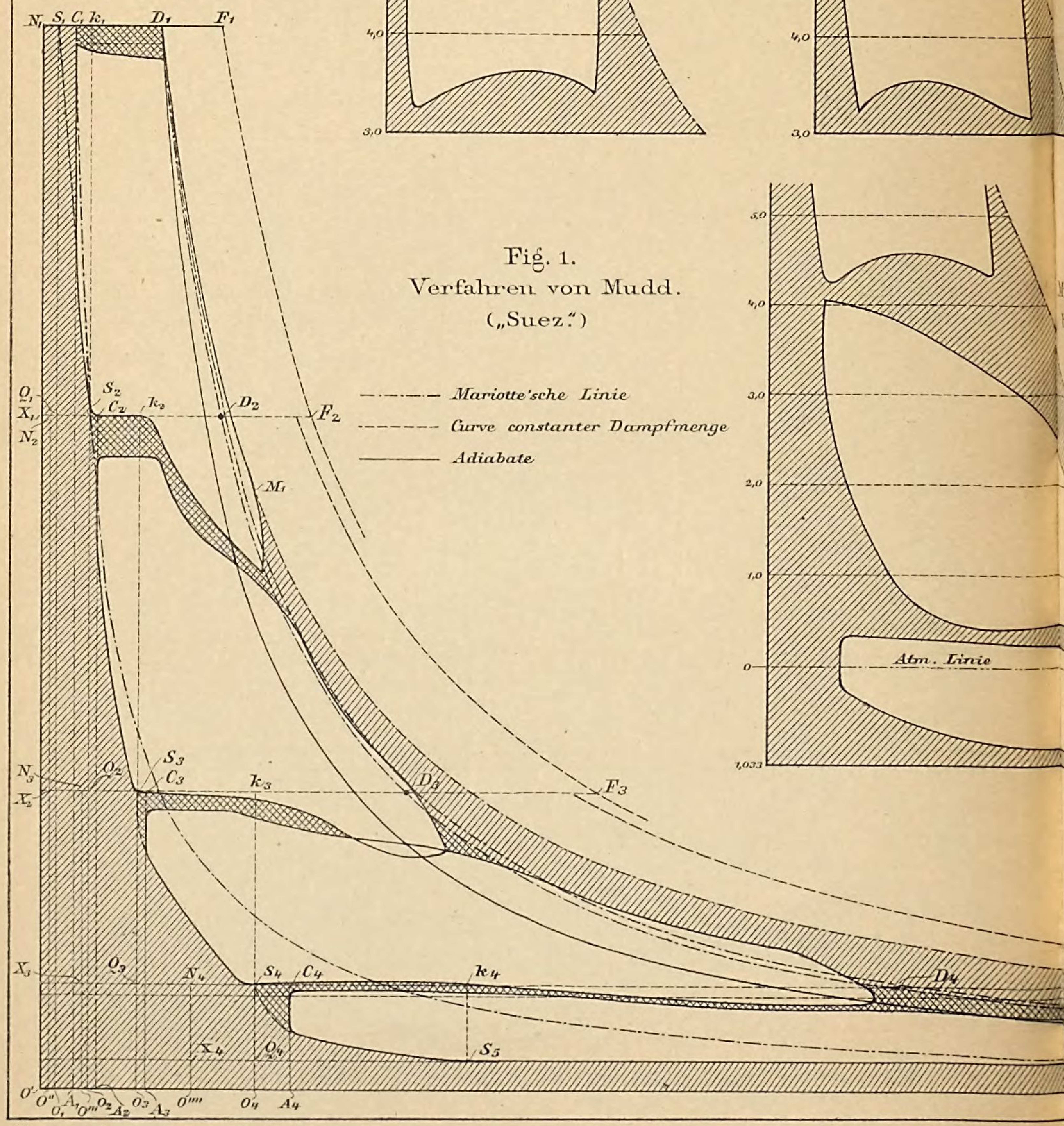


Fig. 1.
Verfahren von Mudd.
(„Suez.")

...dikator-Diagramme.



Fig. 4.
...uck-Diagramm
...i mässiger
...eschwindigkeit.

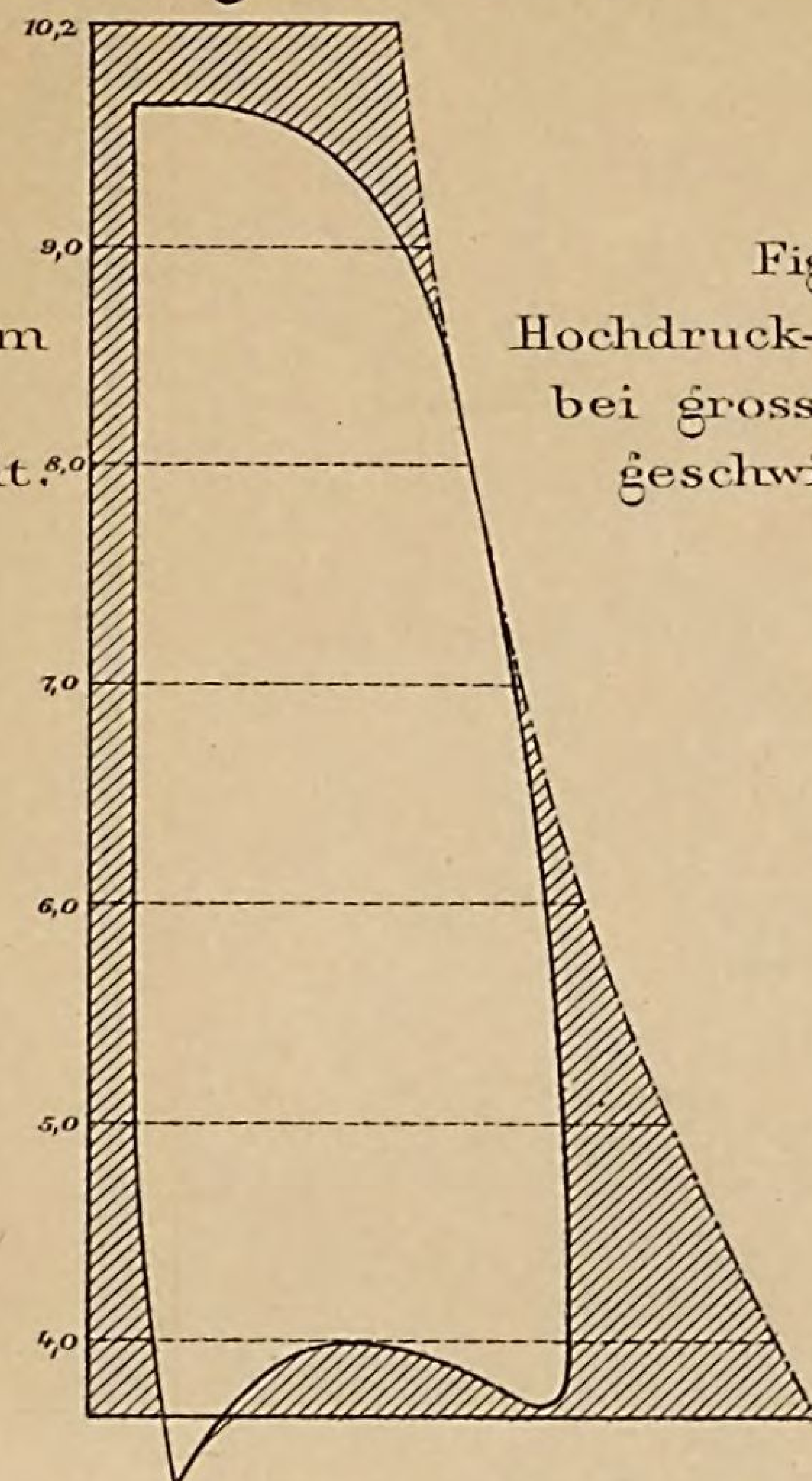


Fig. 5.
Hochdruck-Diagramm
bei grosser Kolben-
geschwindigkeit.

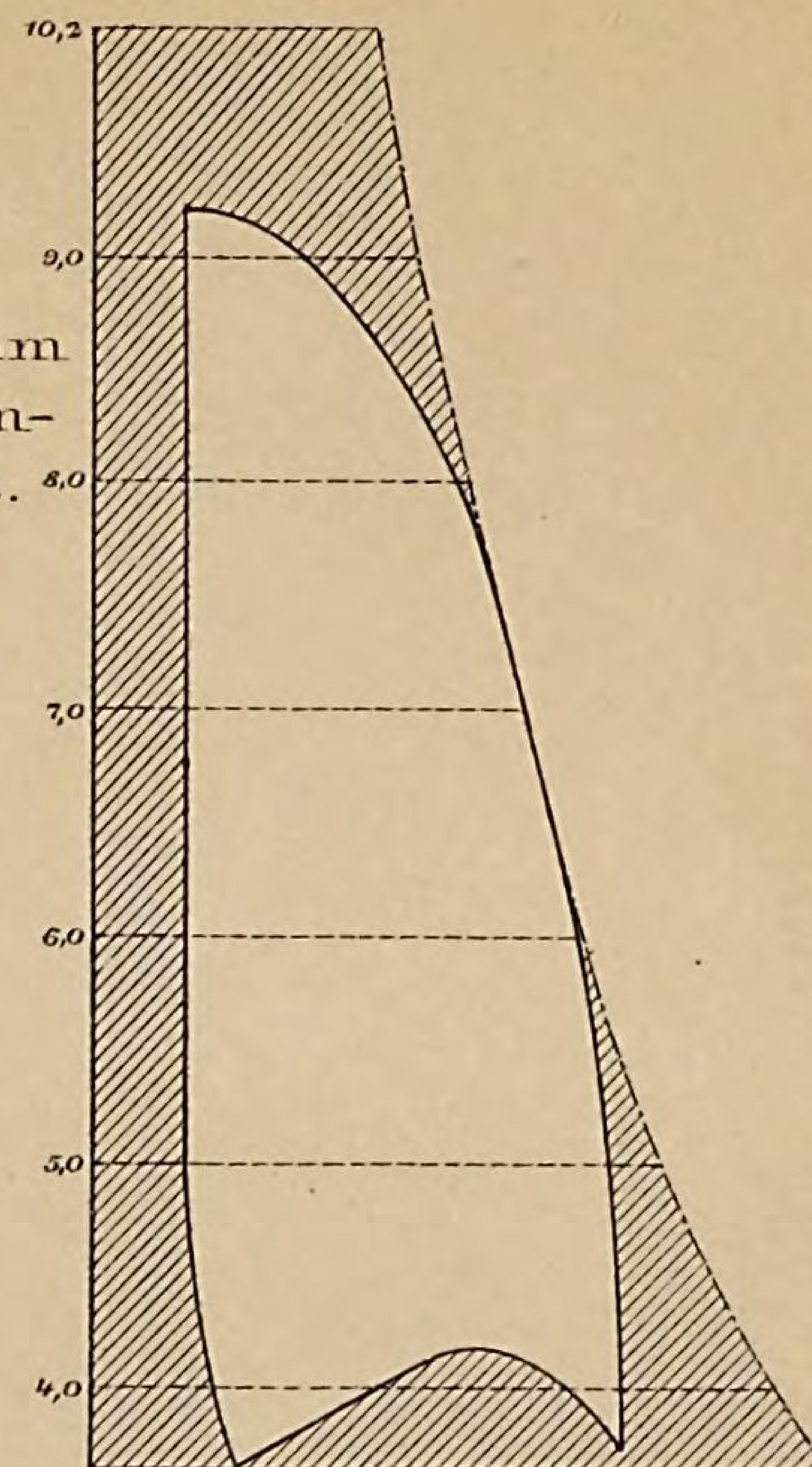


Fig. 6.
Mitteldruck-Diagramm
bei Kolbenschiebern.

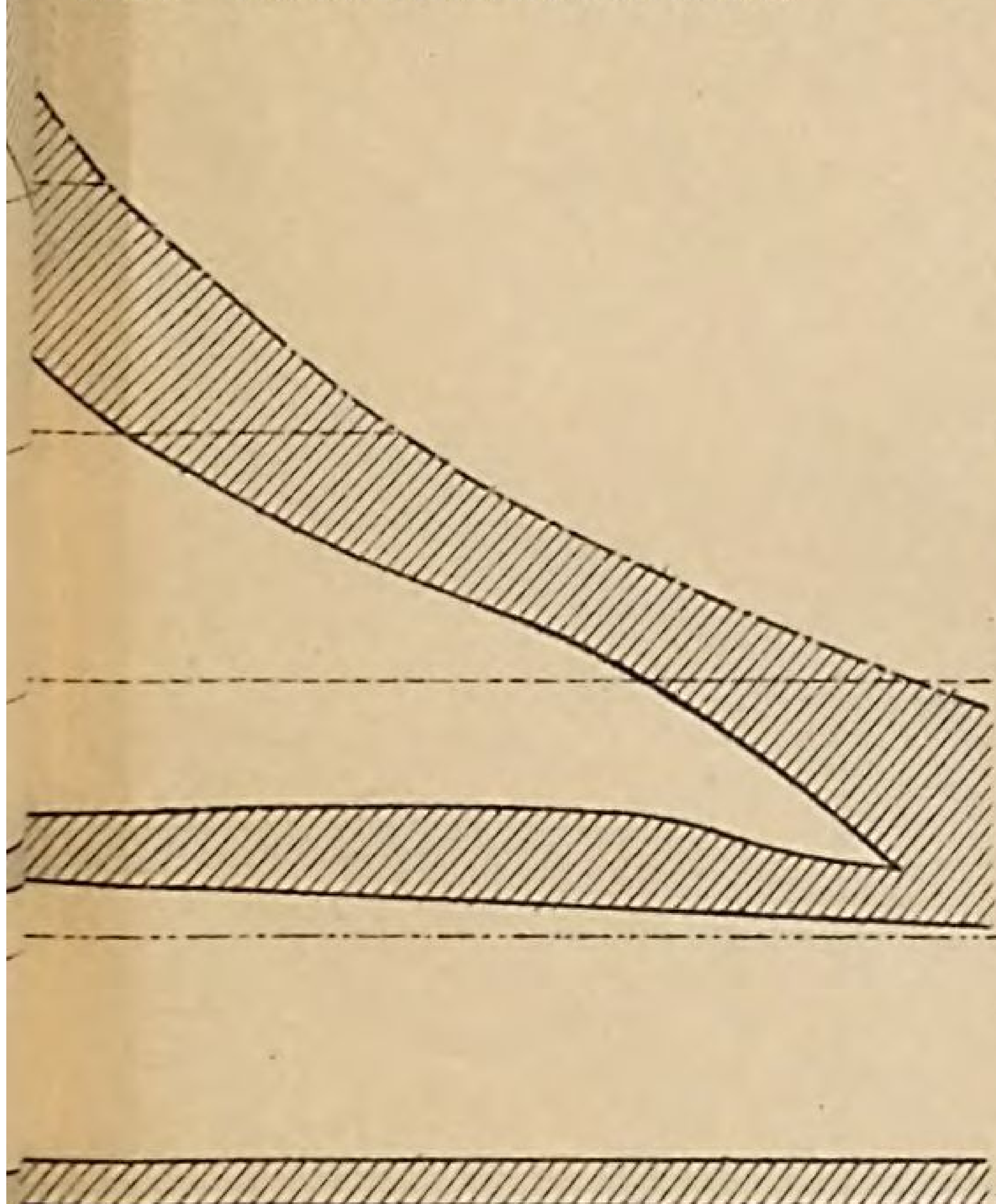
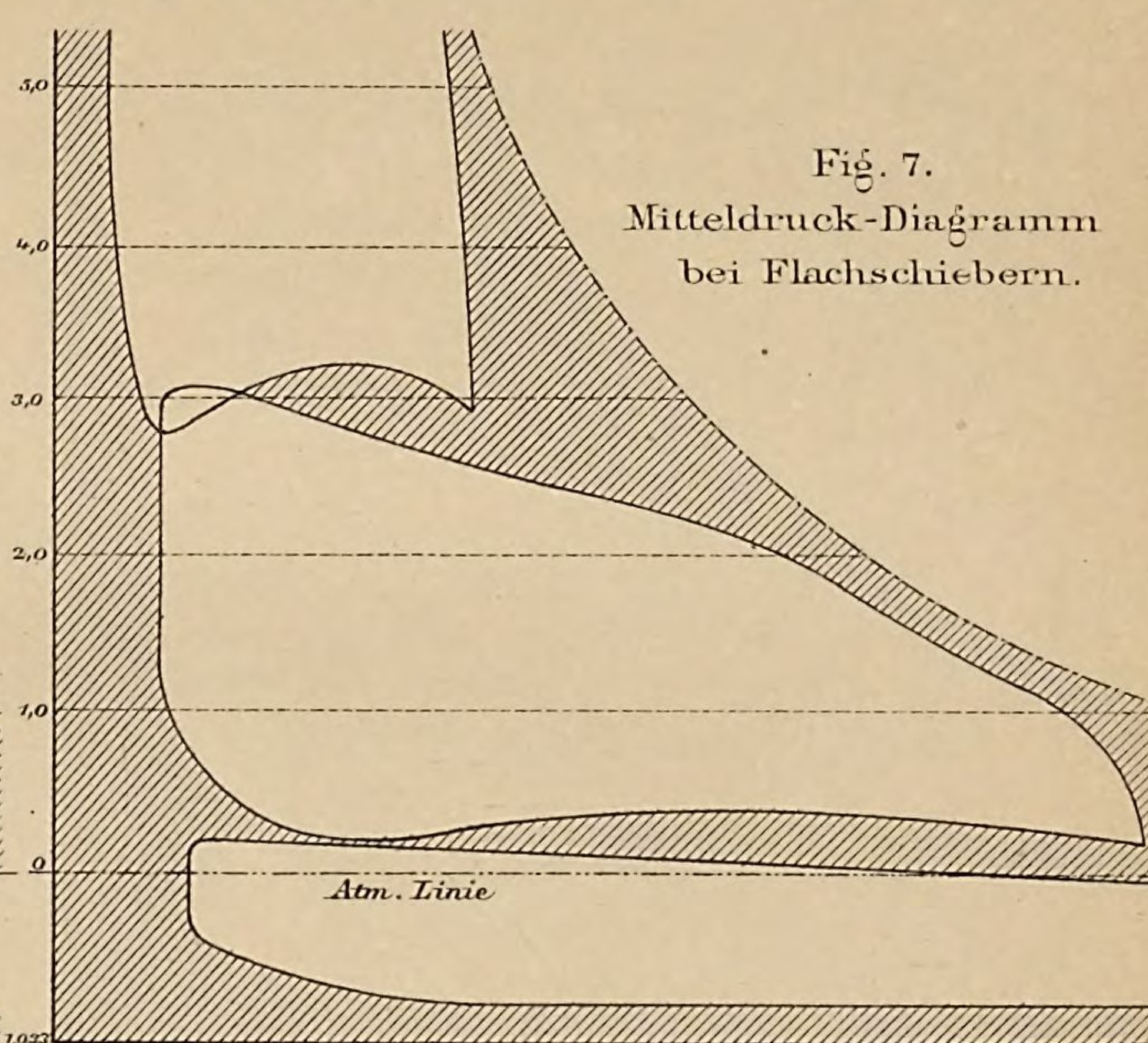
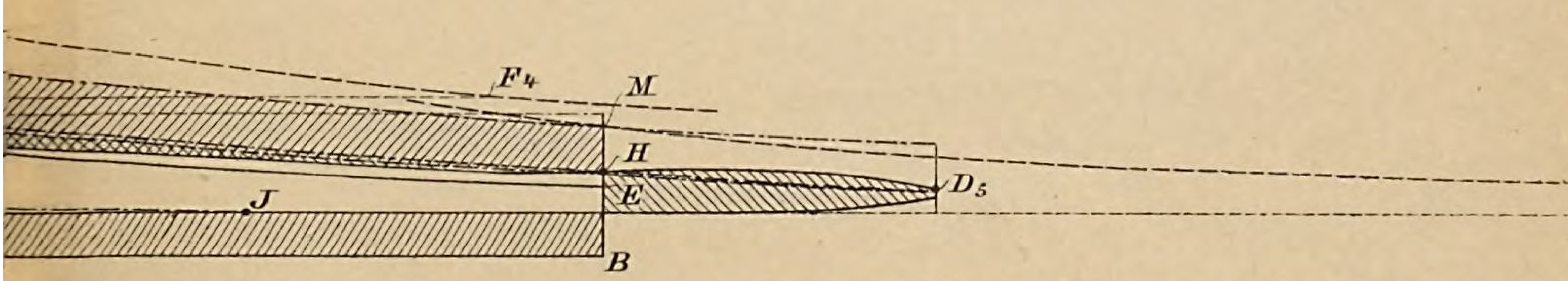


Fig. 7.
Mitteldruck-Diagramm
bei Flachschiebern.





Lith. Anst. v. Bogdan Gisevius, Berlin W. Linkstr. 29.

Unterbringung der

Fig. 1. Heizversuche von Bunte.

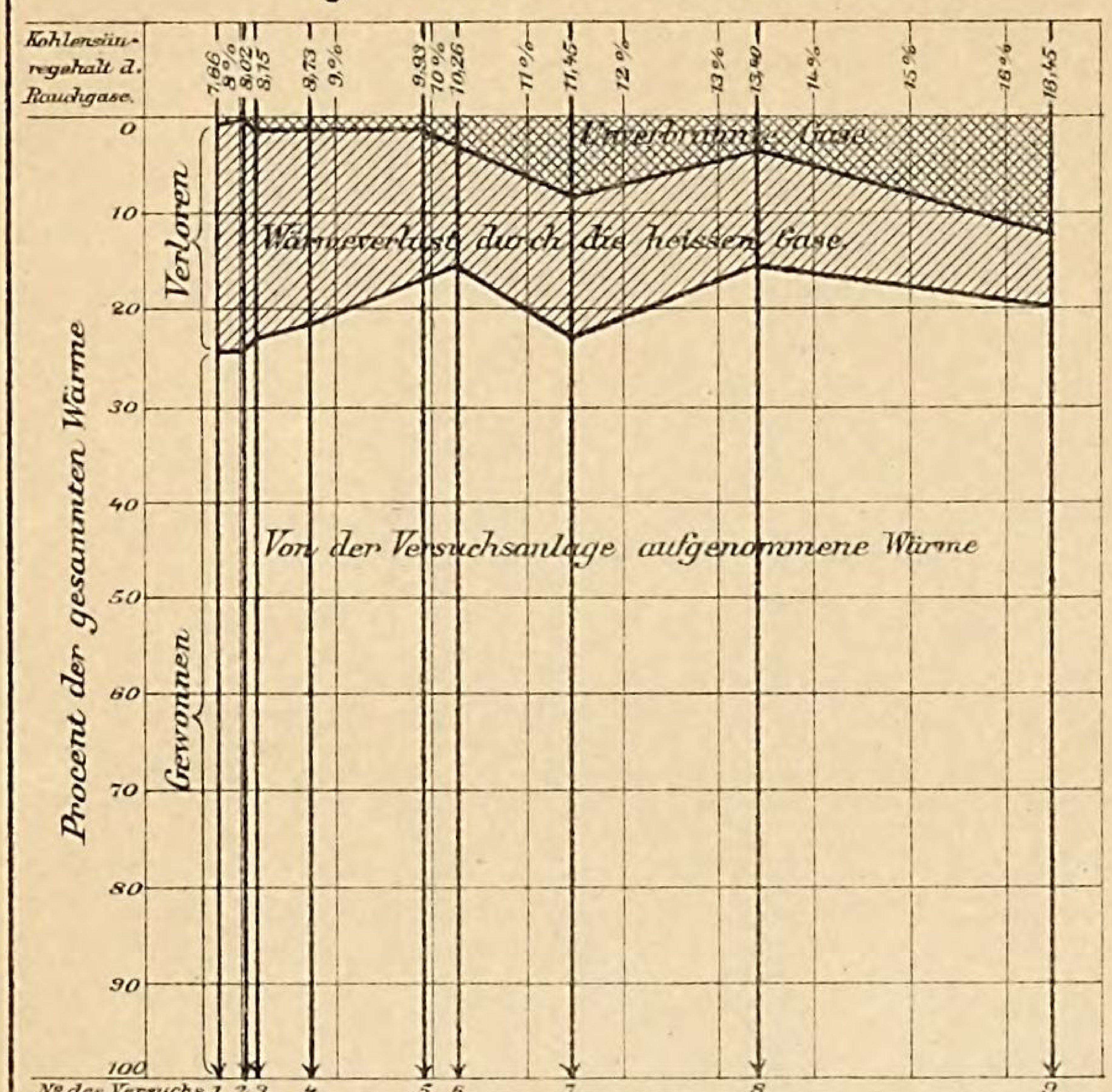


Fig. 2.

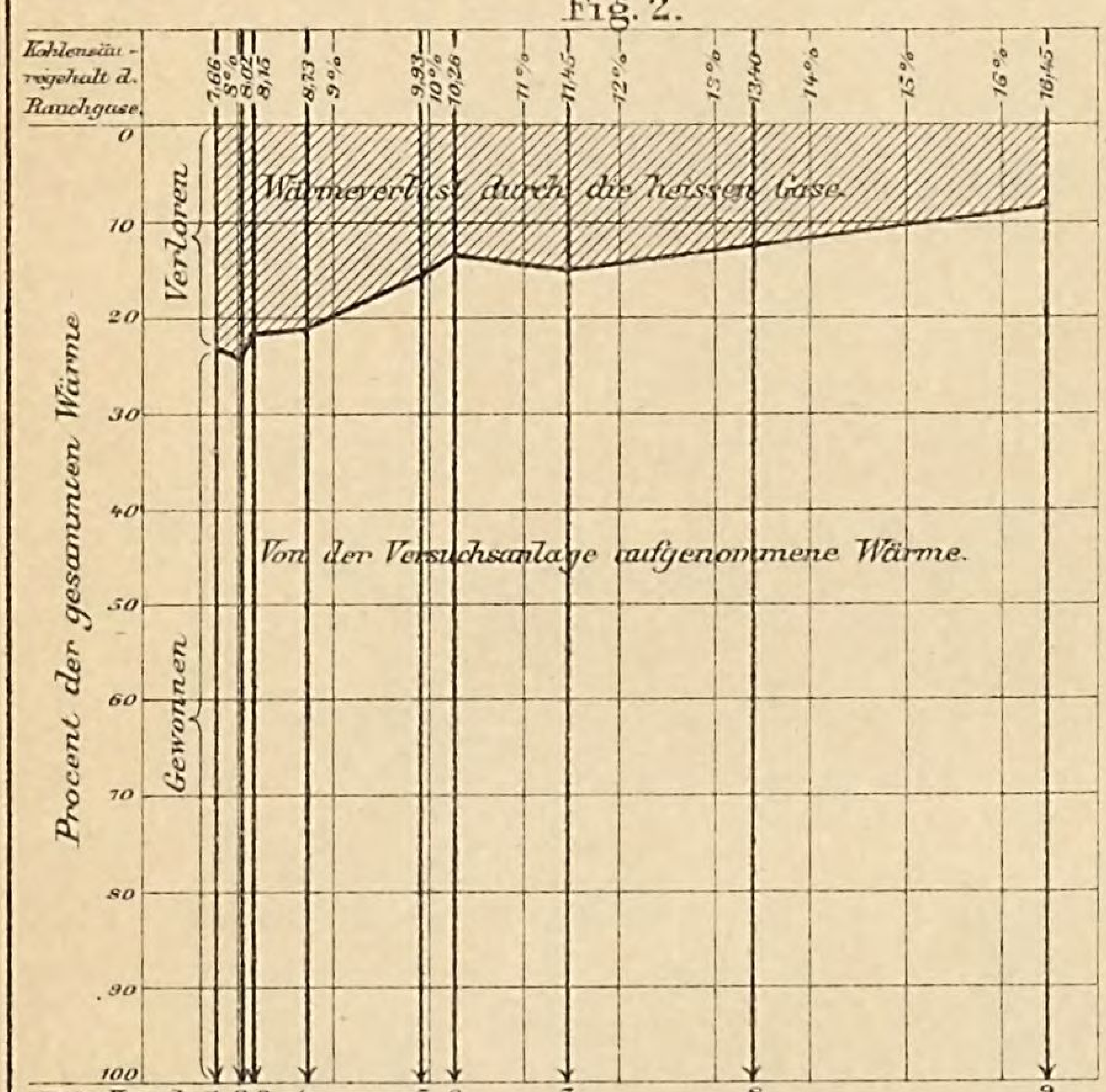


Fig. 5.
Längsschnitt. 1: 300.

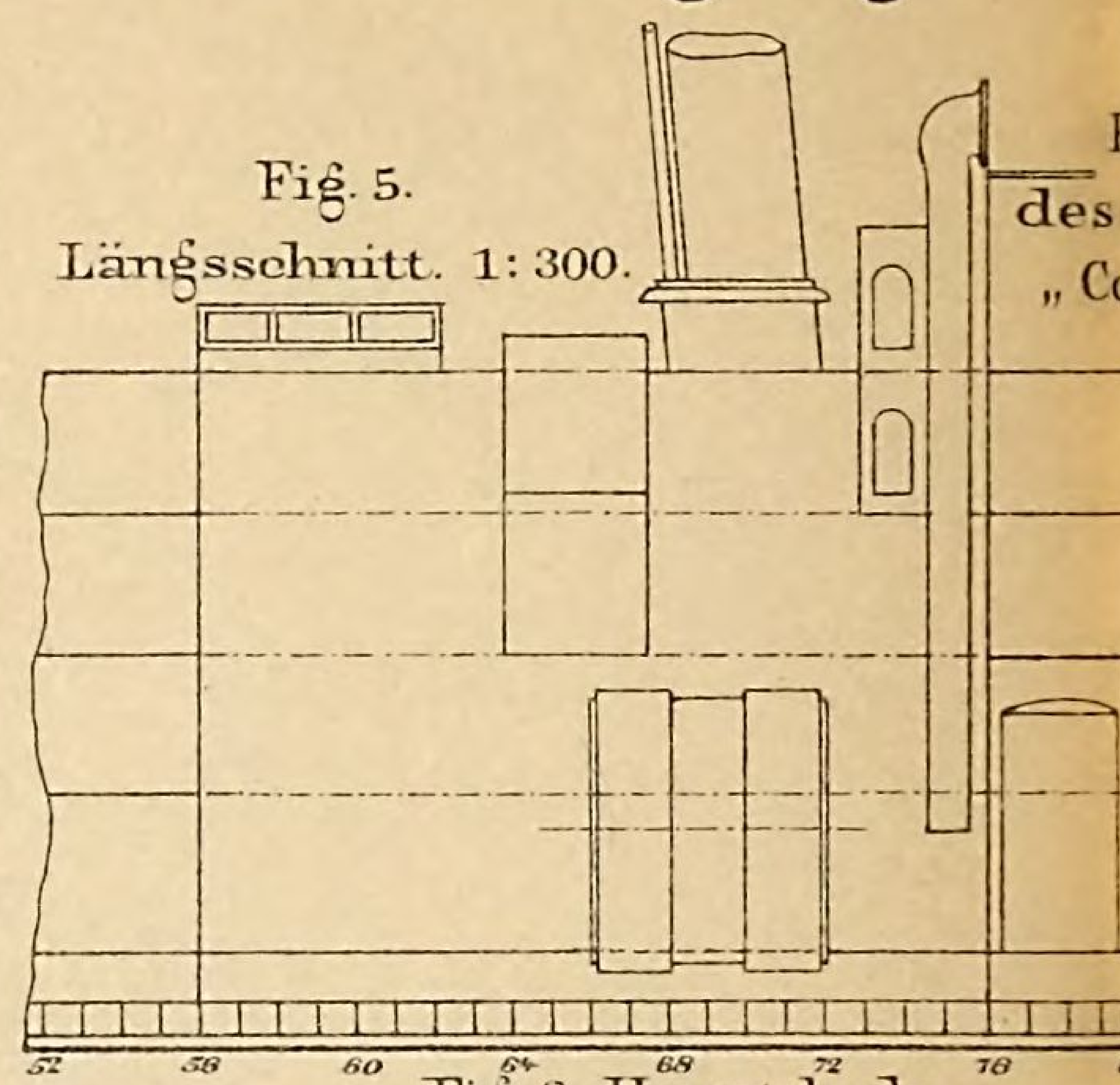


Fig. 6. Hauptdeck.

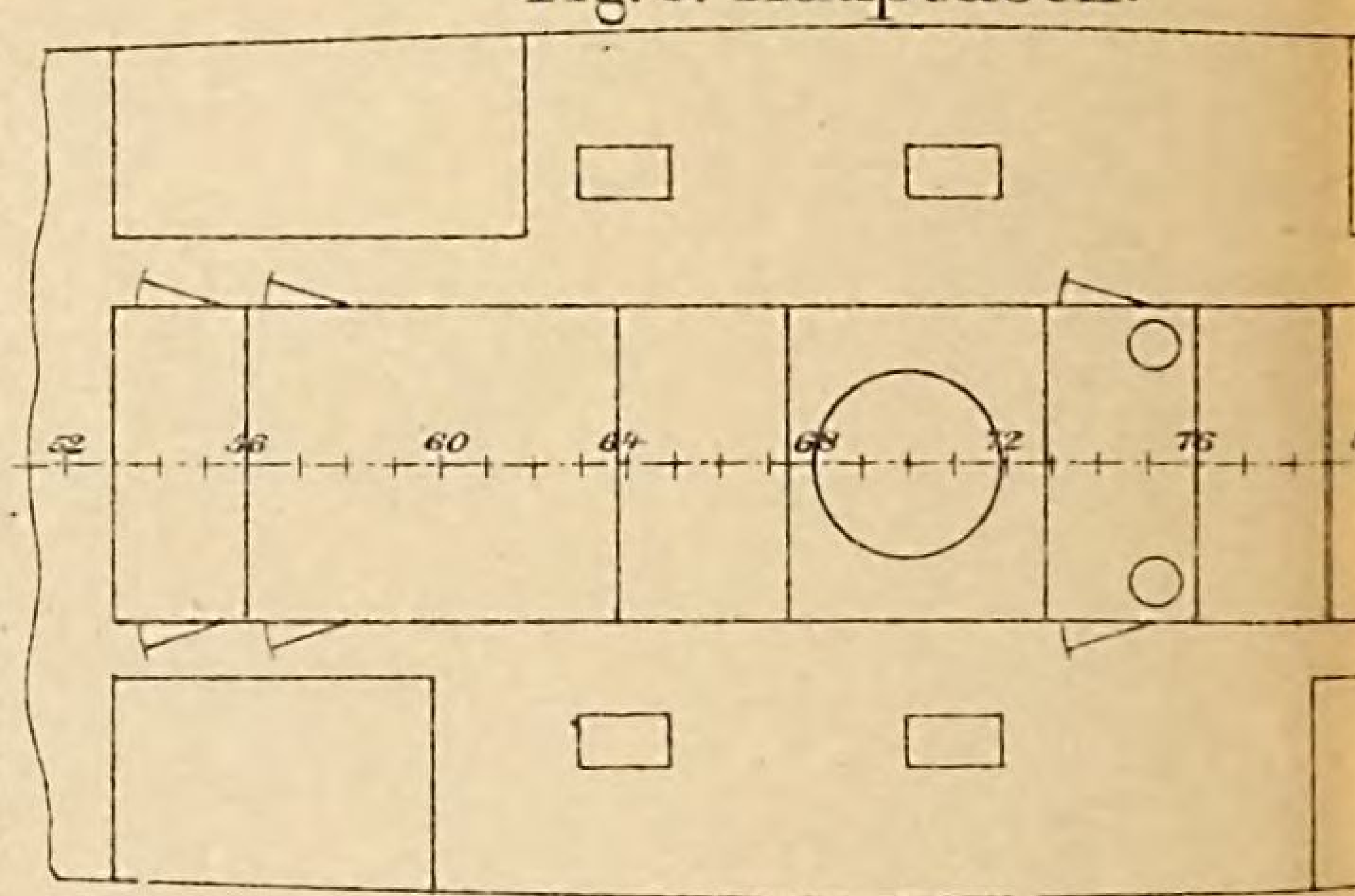
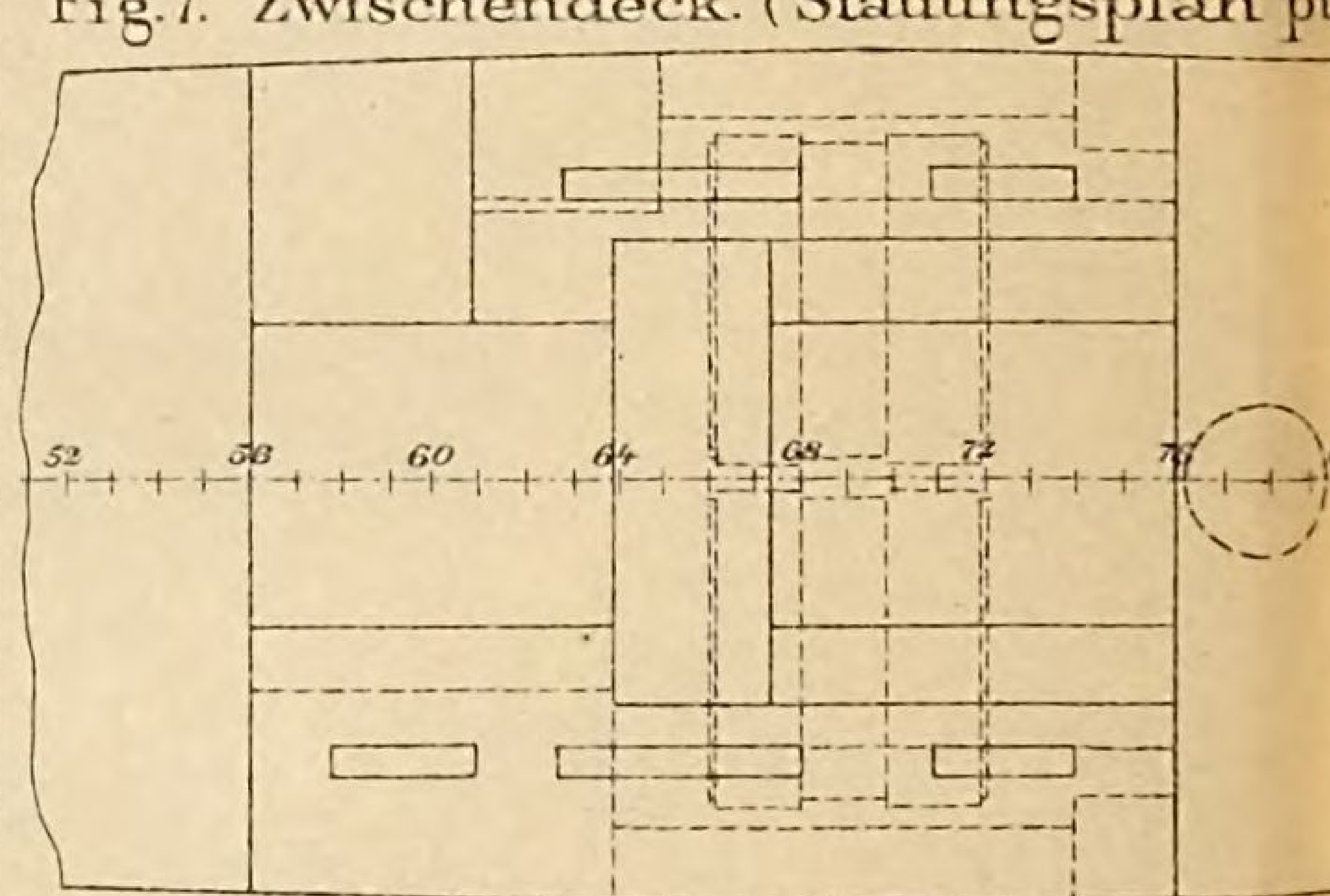


Fig. 7. Zwischendeck. (Stauungsplan pu



Beeinflussung der Stabilität
bei flüssigen Heizstoffen.

Fig. 3.

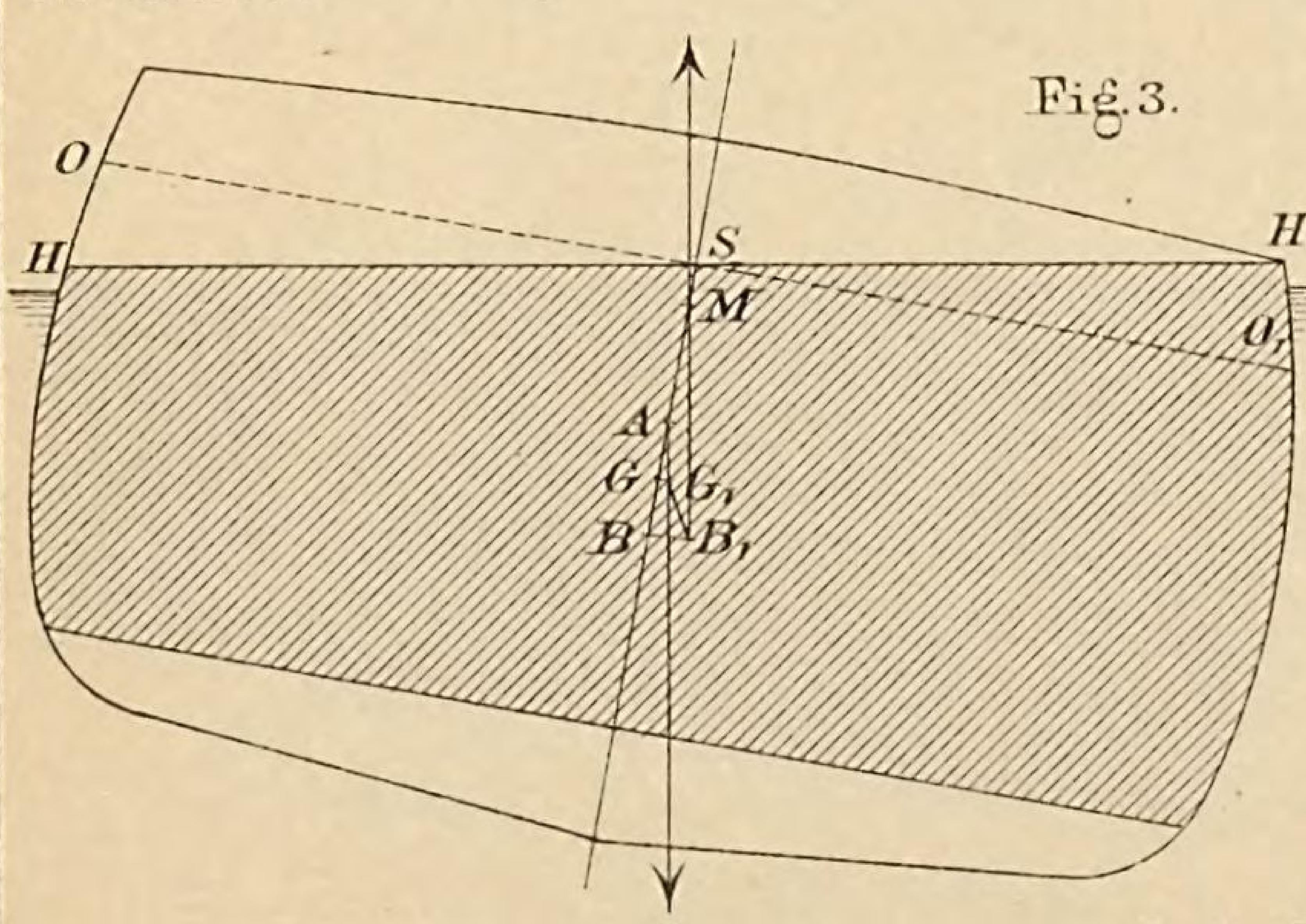
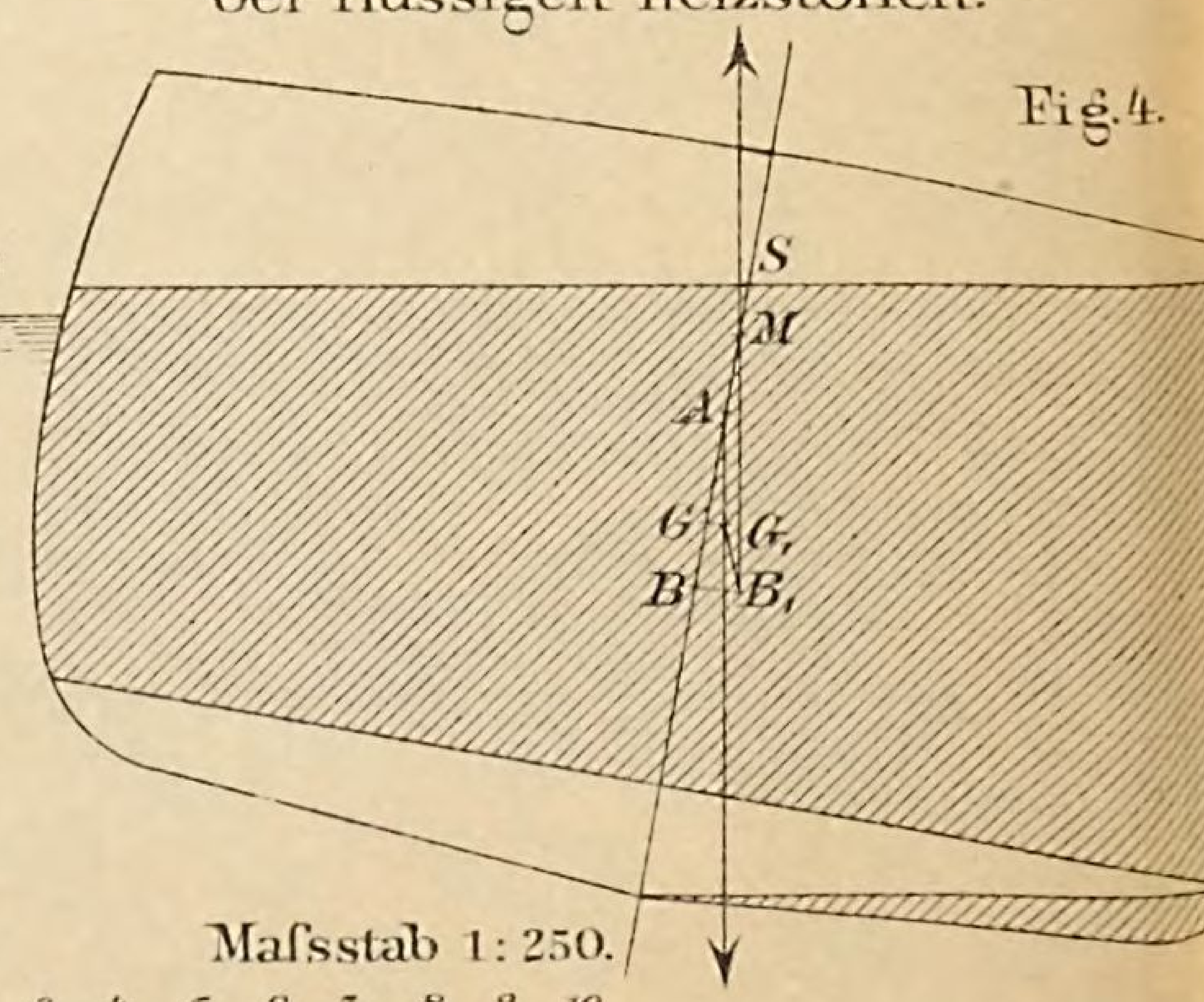
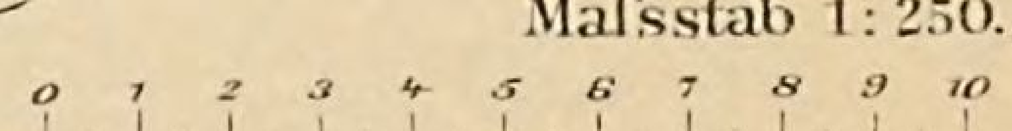


Fig. 4.



Mafsstab 1: 250.



...Heizstoffe an Bord.

...lenbunker
...achtdampfers
...nty of Salop.“

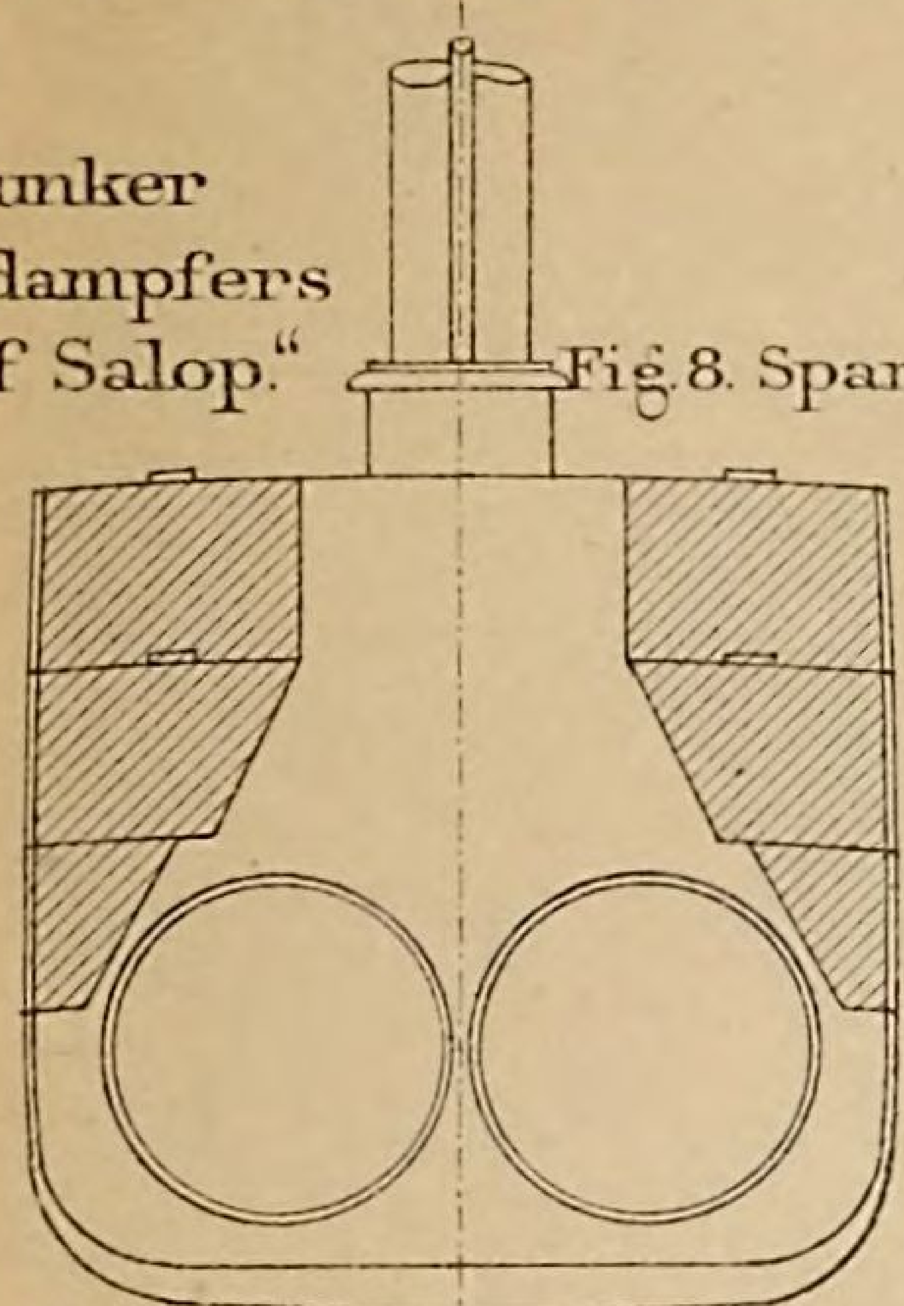
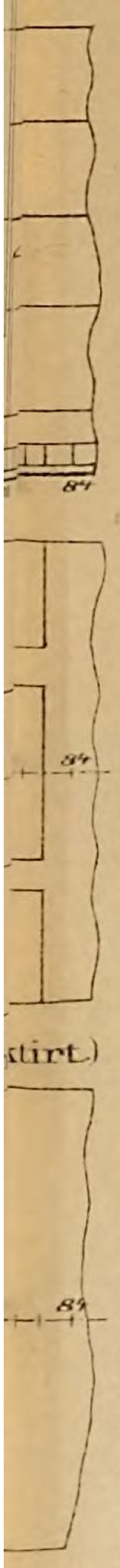


Fig. 8. Spant 70.



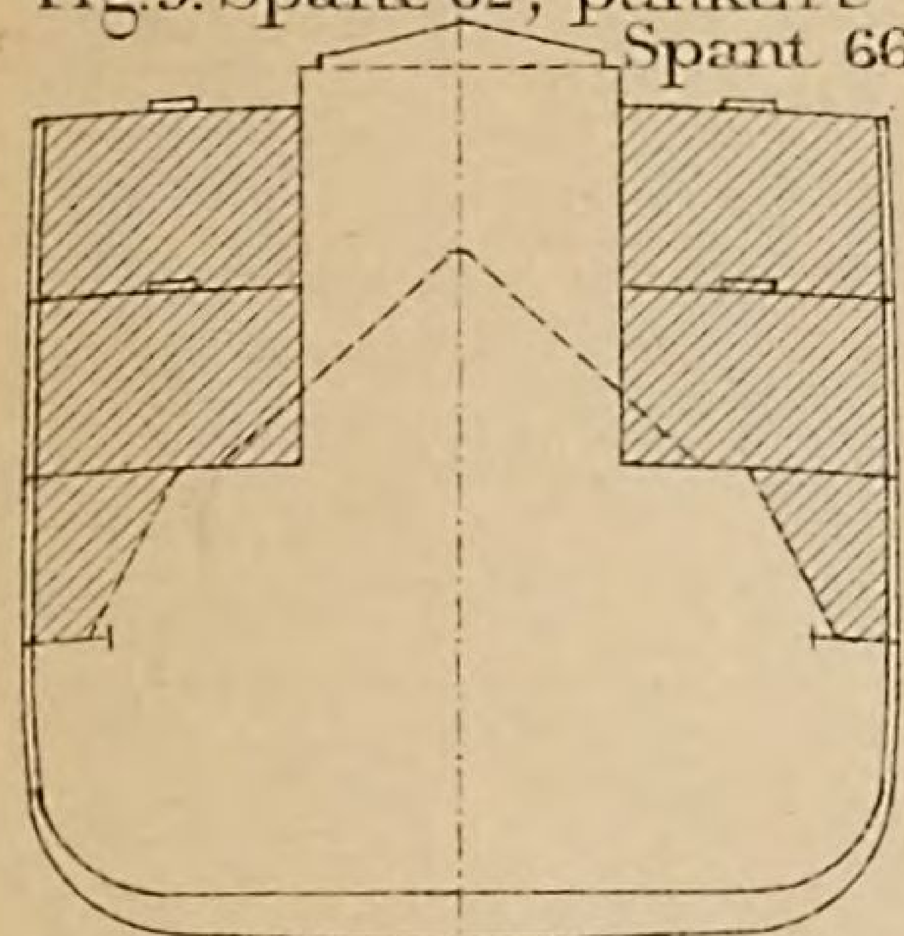


Fig. 9. Spant 62, punktirt Spant 66.

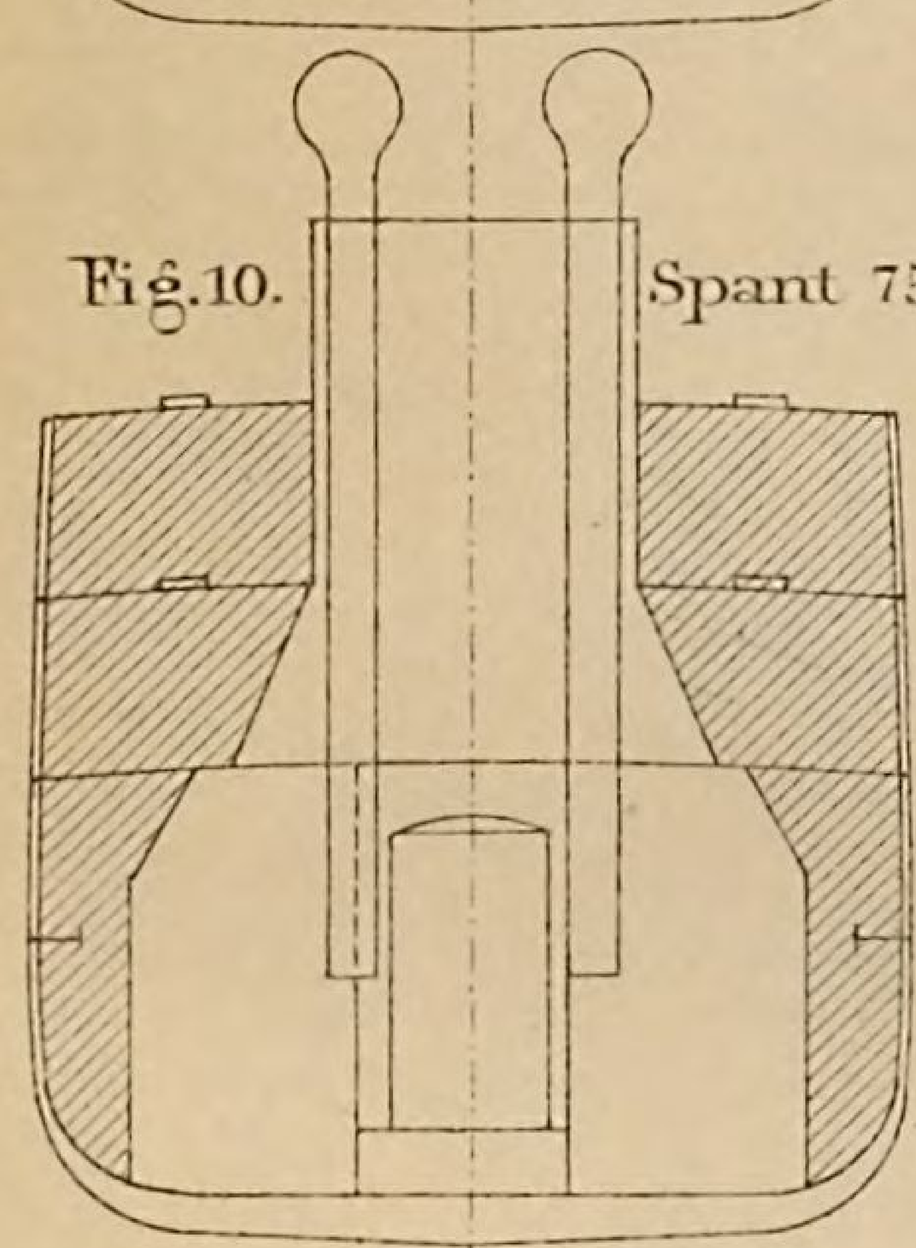


Fig. 10. Spant 75.

Anordnung der Kohlenbunker auf dem Schnelldampfer „Columbia“.

Fig. 11. Längsschnitt.

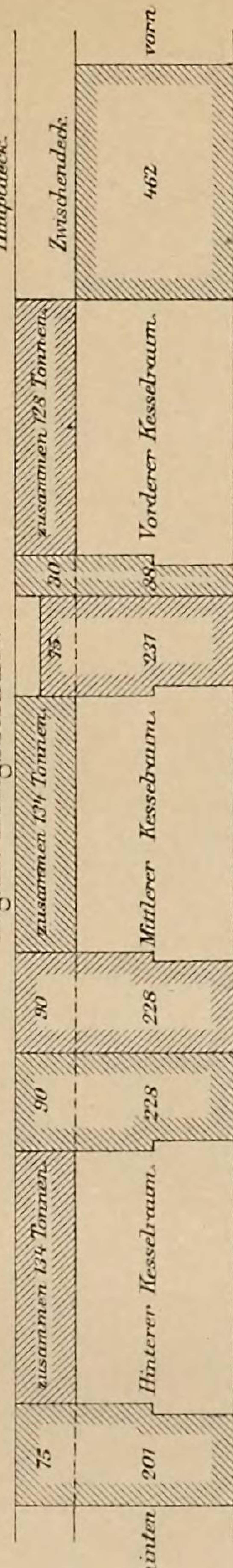
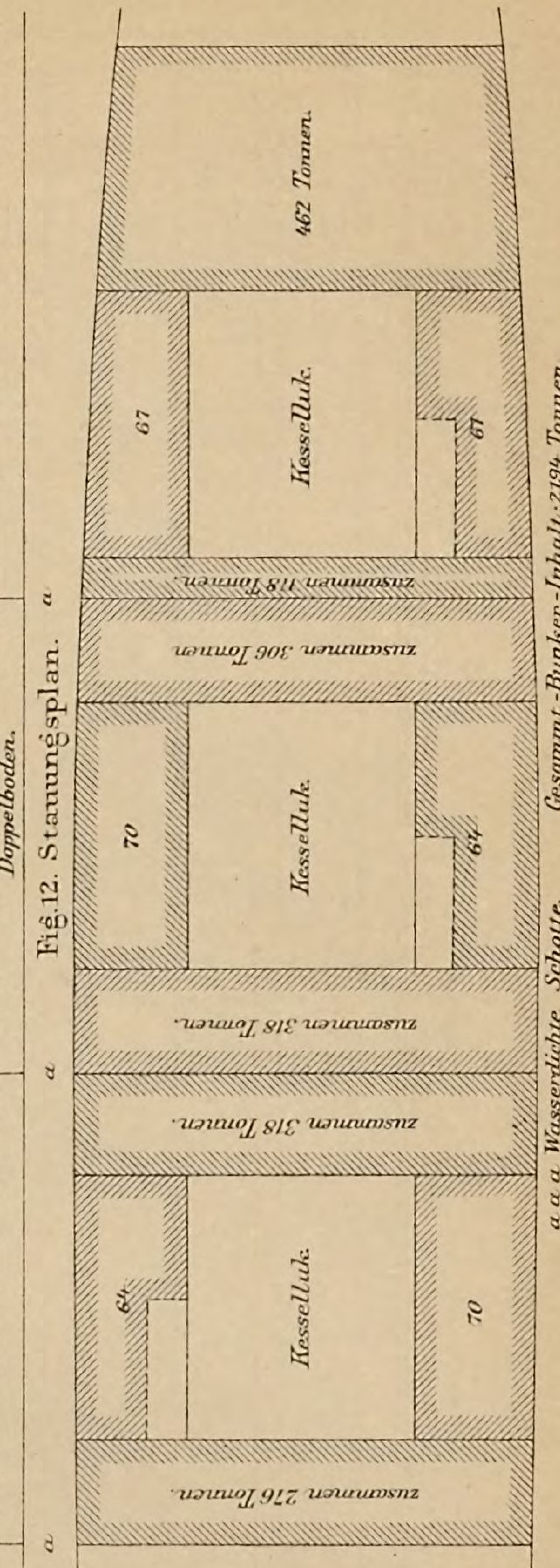
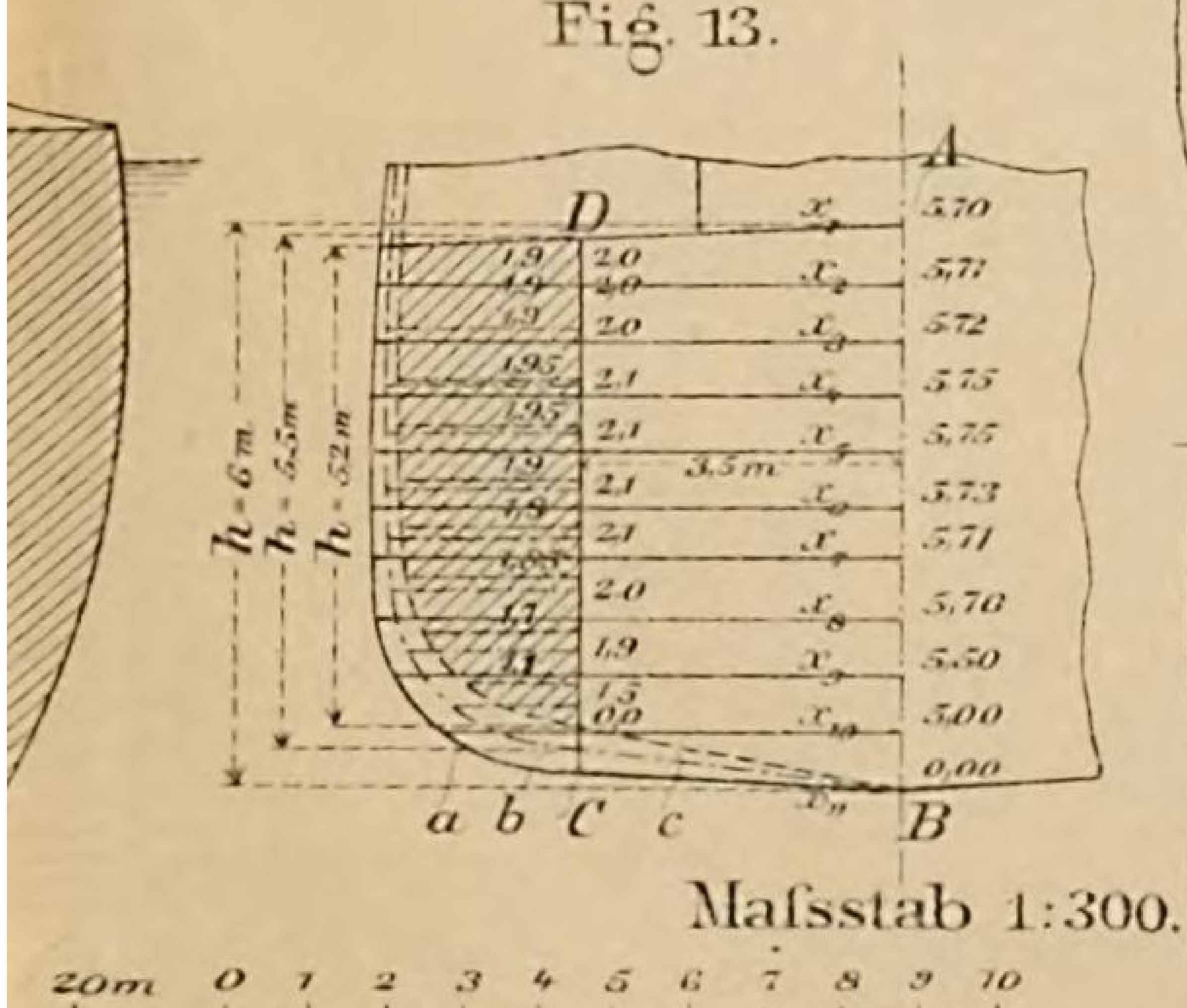


Fig. 12. Stauungsplan.



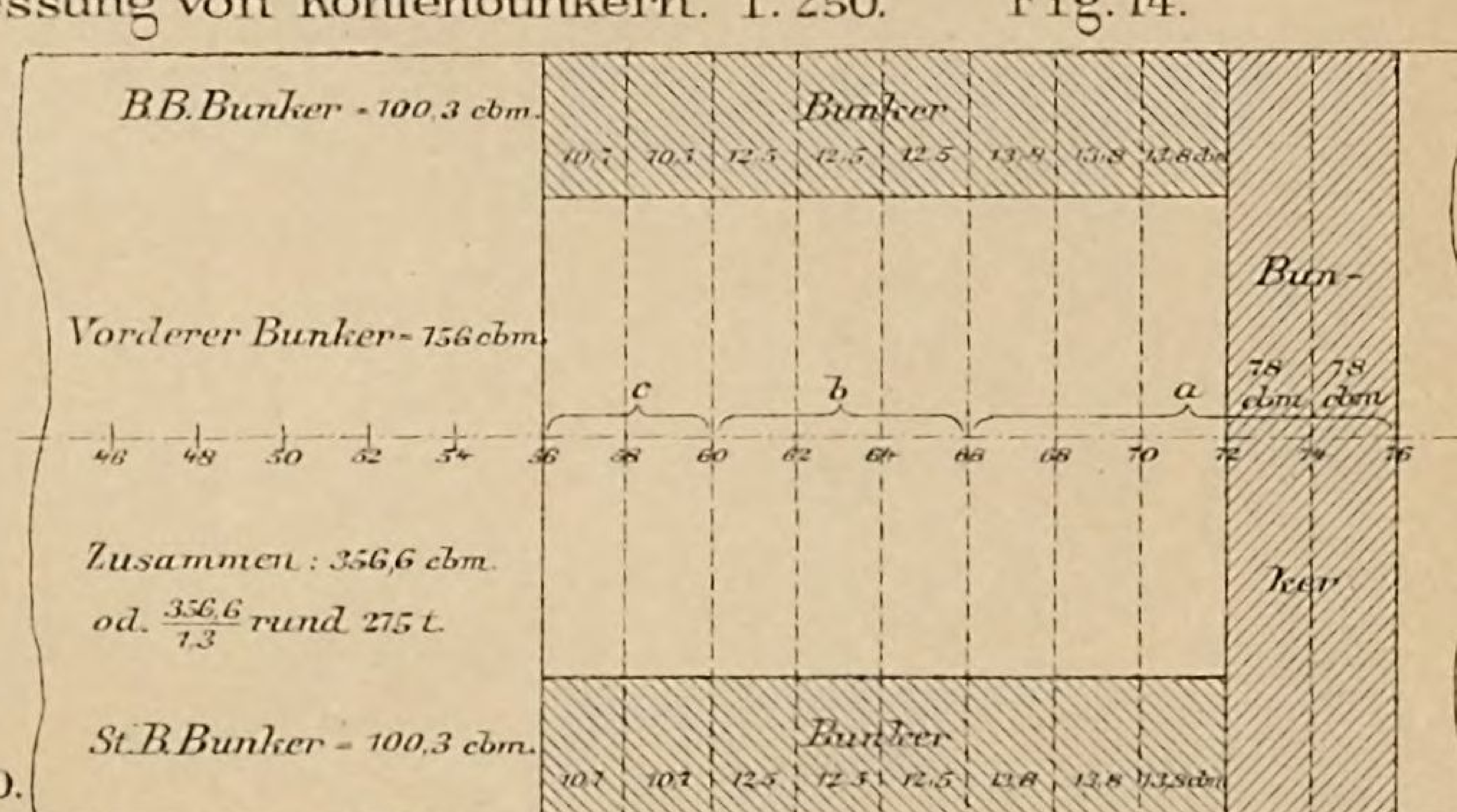
Aufmessung von Kohlenbunkern. 1:250.

Fig. 13.

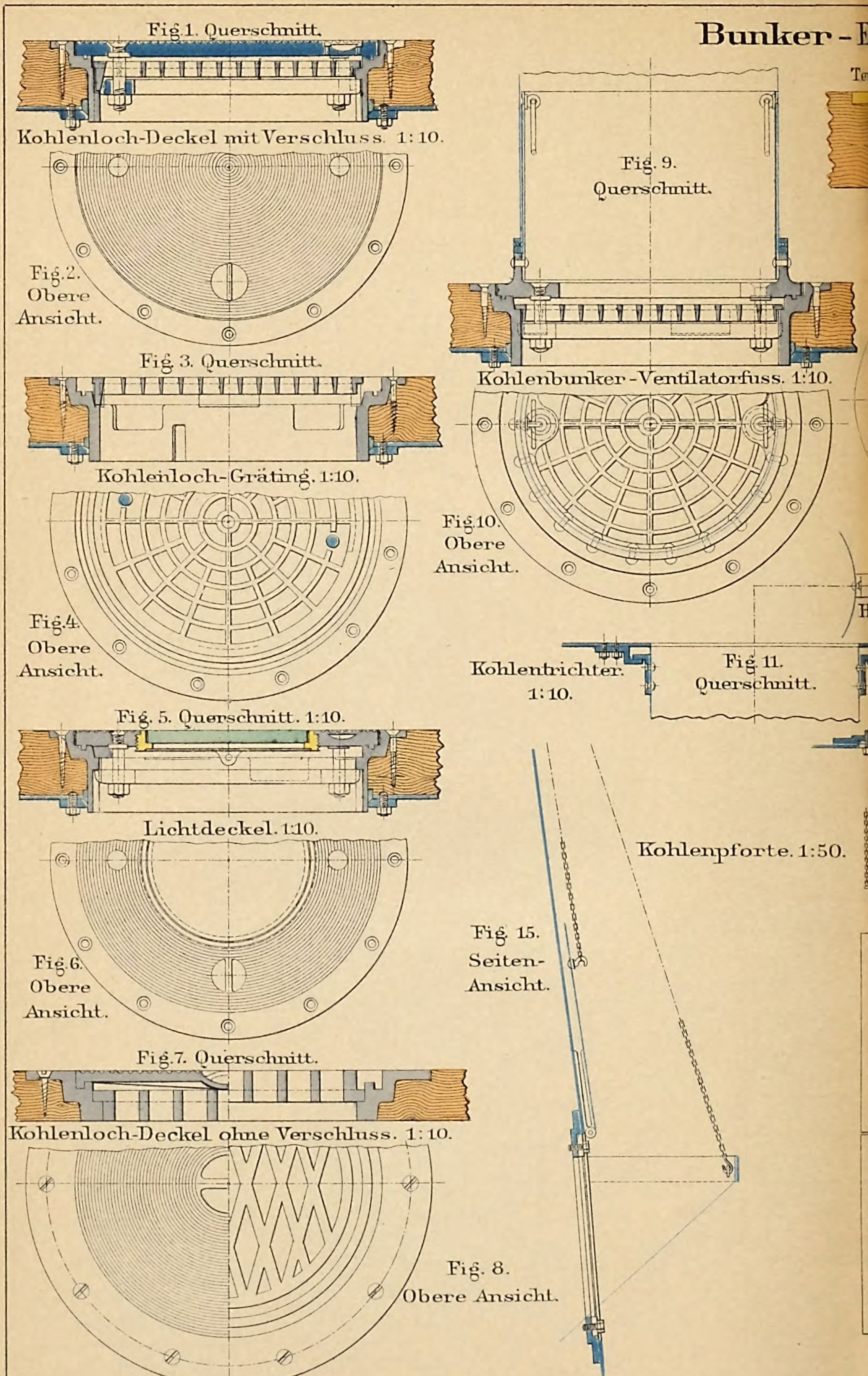


Maſsstab 1:300.


Fig. 14.



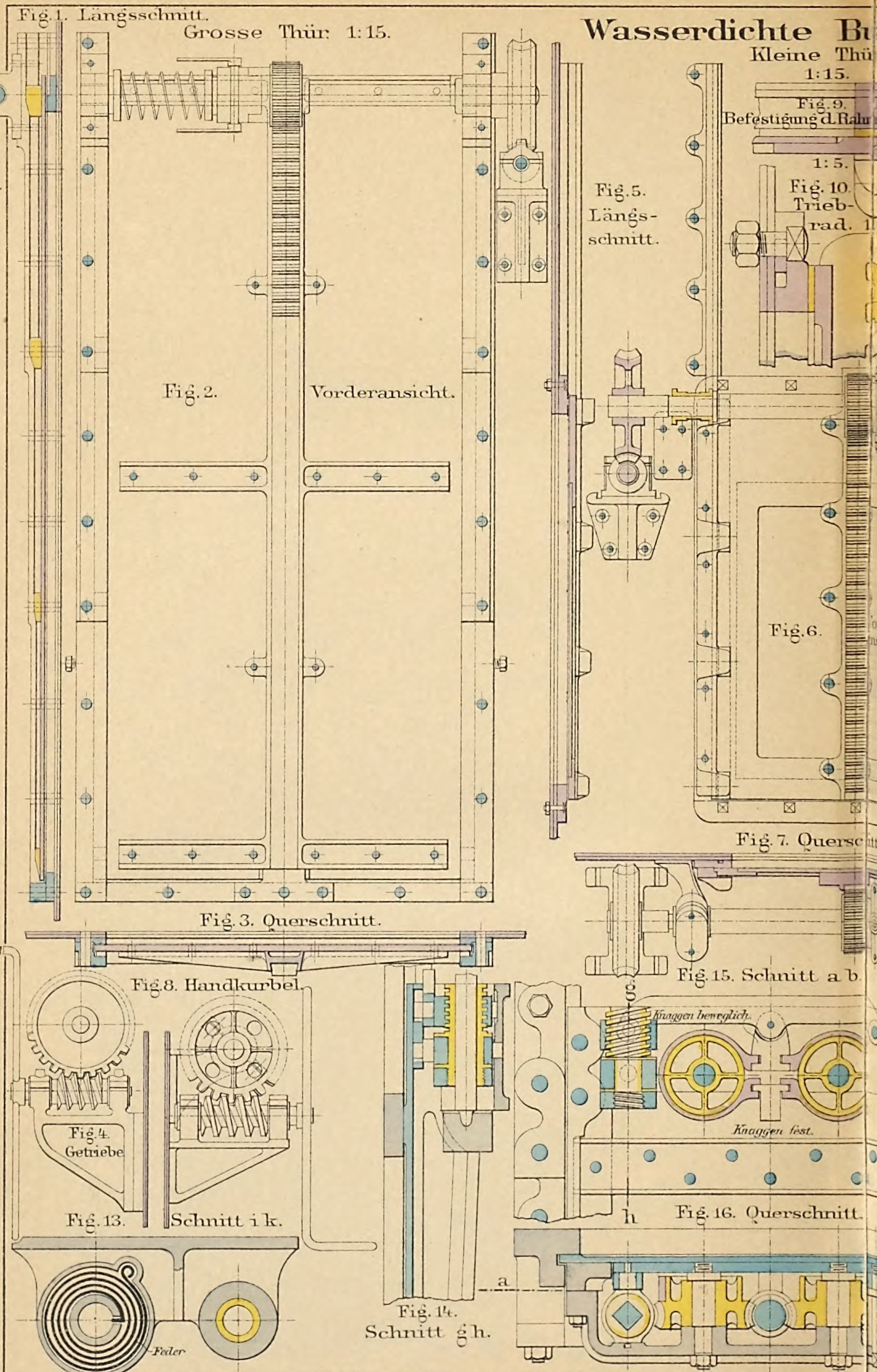
Lith. Anst. v. Bogdan Gisevius, Berlin W. Linkstr. 29.



Verlag v. Lipsius & T


-r in Kiel u. Leipzig.
Lith. Anst. v. Bogdan Gisevius, Berlin W. Linkstr. 29.



Busley, Die Schiffsmaschine. III. Auflage.

Verlag v. Lipsius & Ti



Lith. Anst. v. Bogdan Gisevius, Berlin W. Linkstr. 29.

Indikator-

Diagramme
einer Einfach-Expansions-Maschine.
Fig. 1.

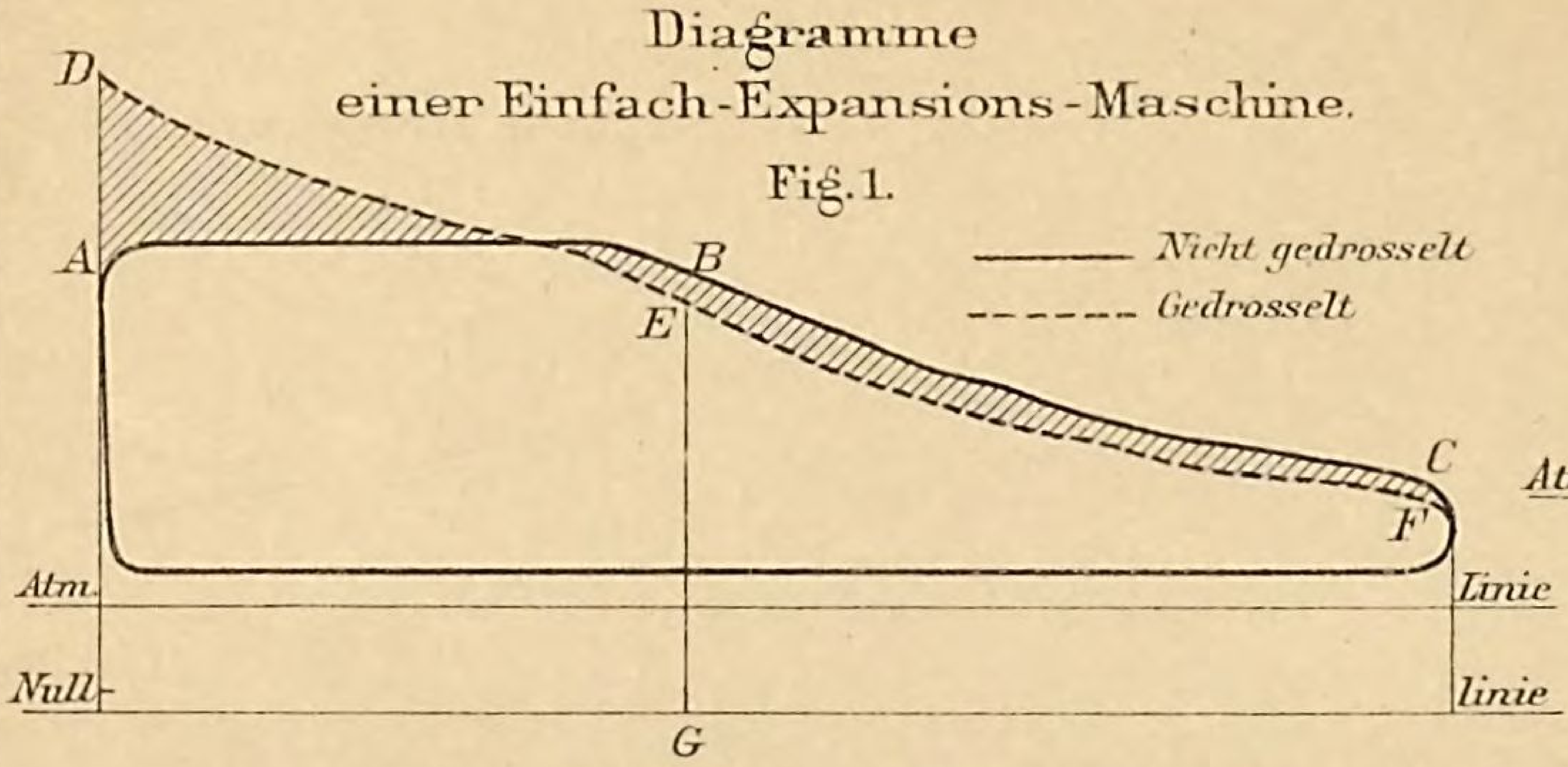
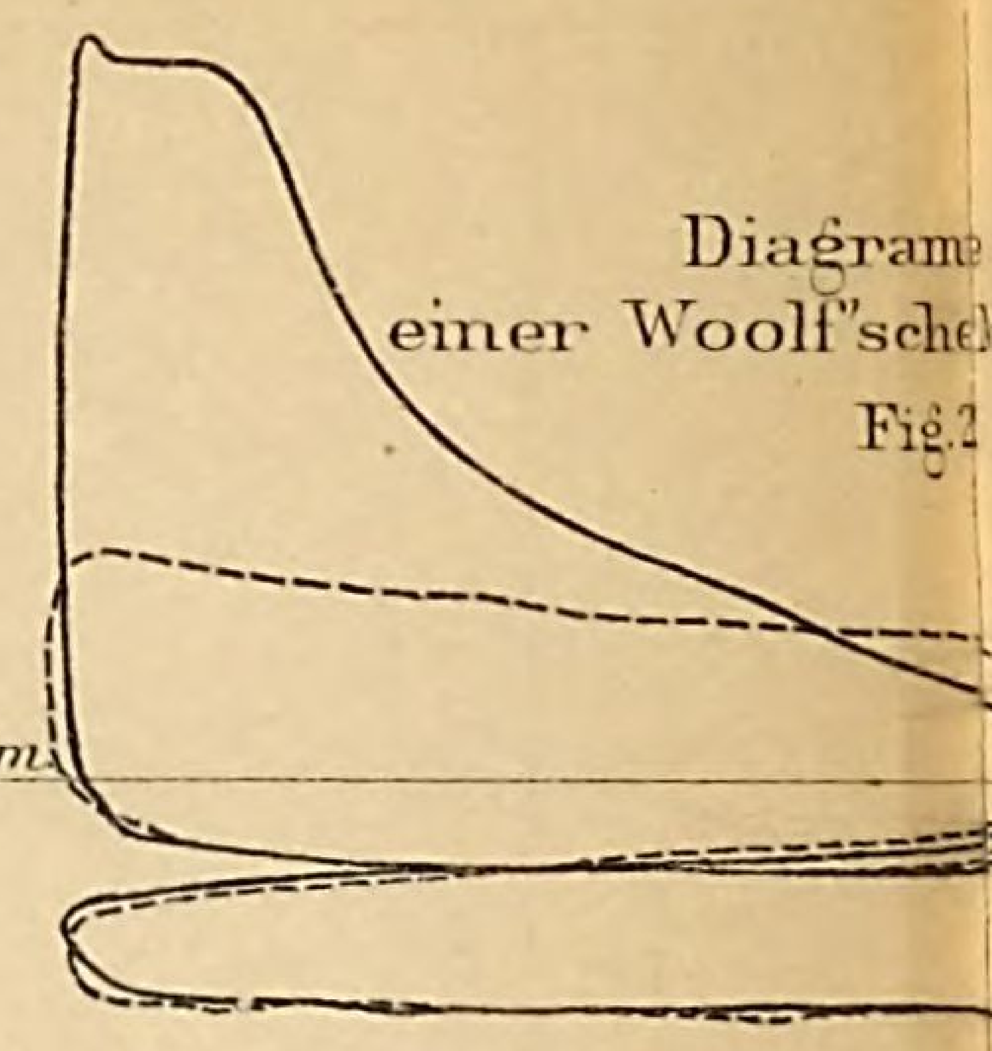


Diagramme
einer Woolf'sche
Fig. 2



Feststellung des mittleren Druckes p_i durch Construction.
Fig. 4.

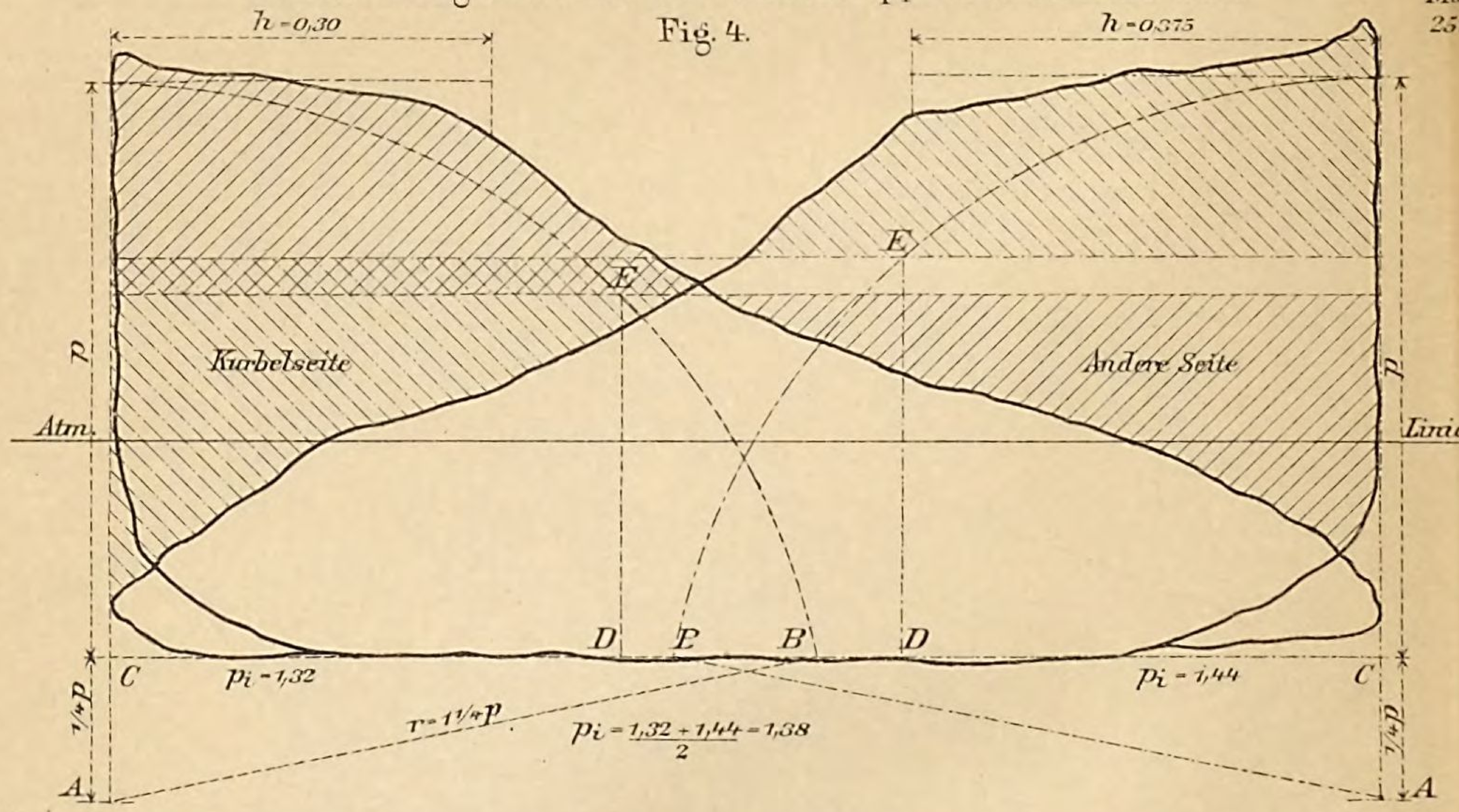
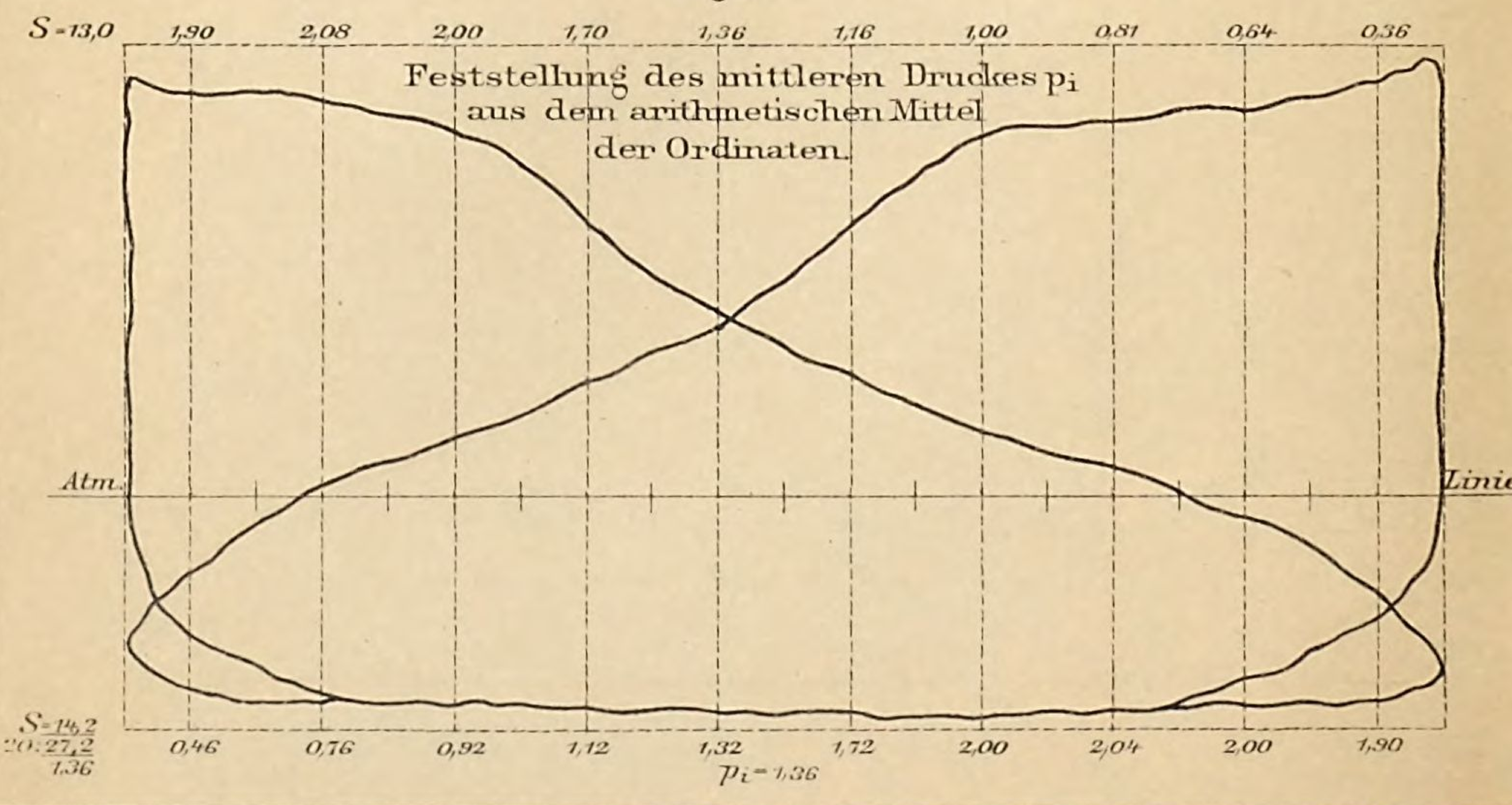


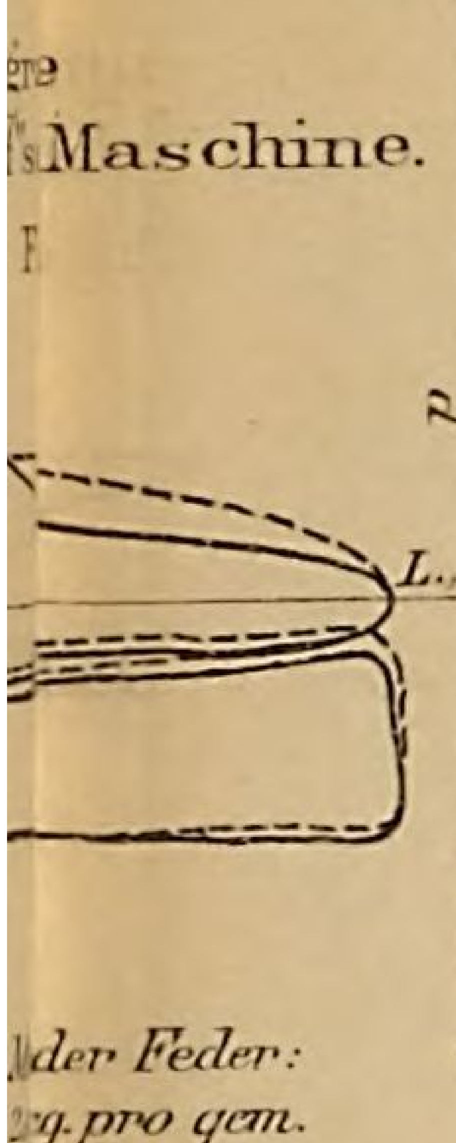
Fig. 6.



Feststellung des mittleren Druckes p_i
aus dem arithmetischen Mittel
der Ordinaten.

Verlag v. Lipsius &

…iagramme.



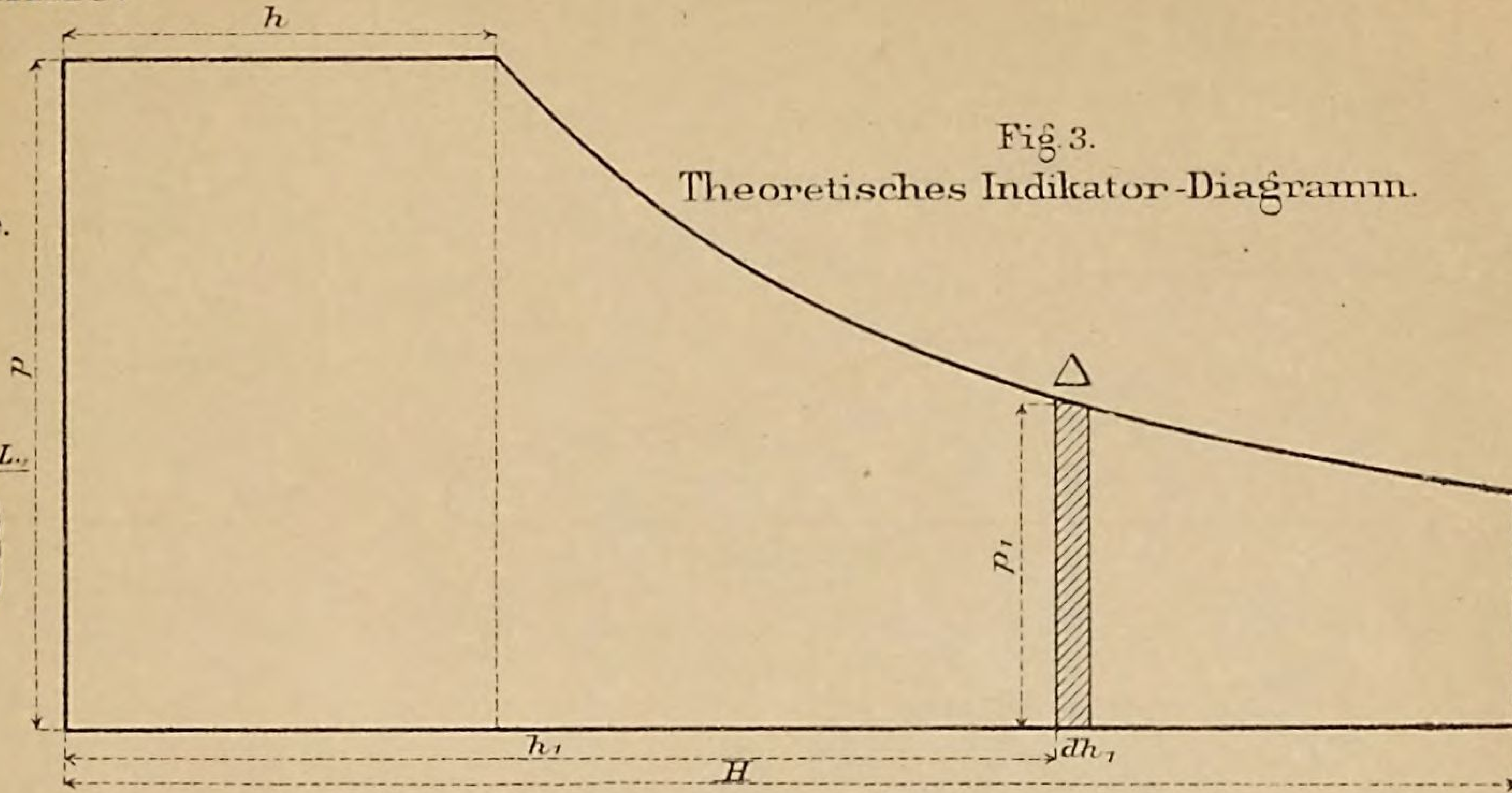


Fig. 3.
Theoretisches Indikator-Diagramm.

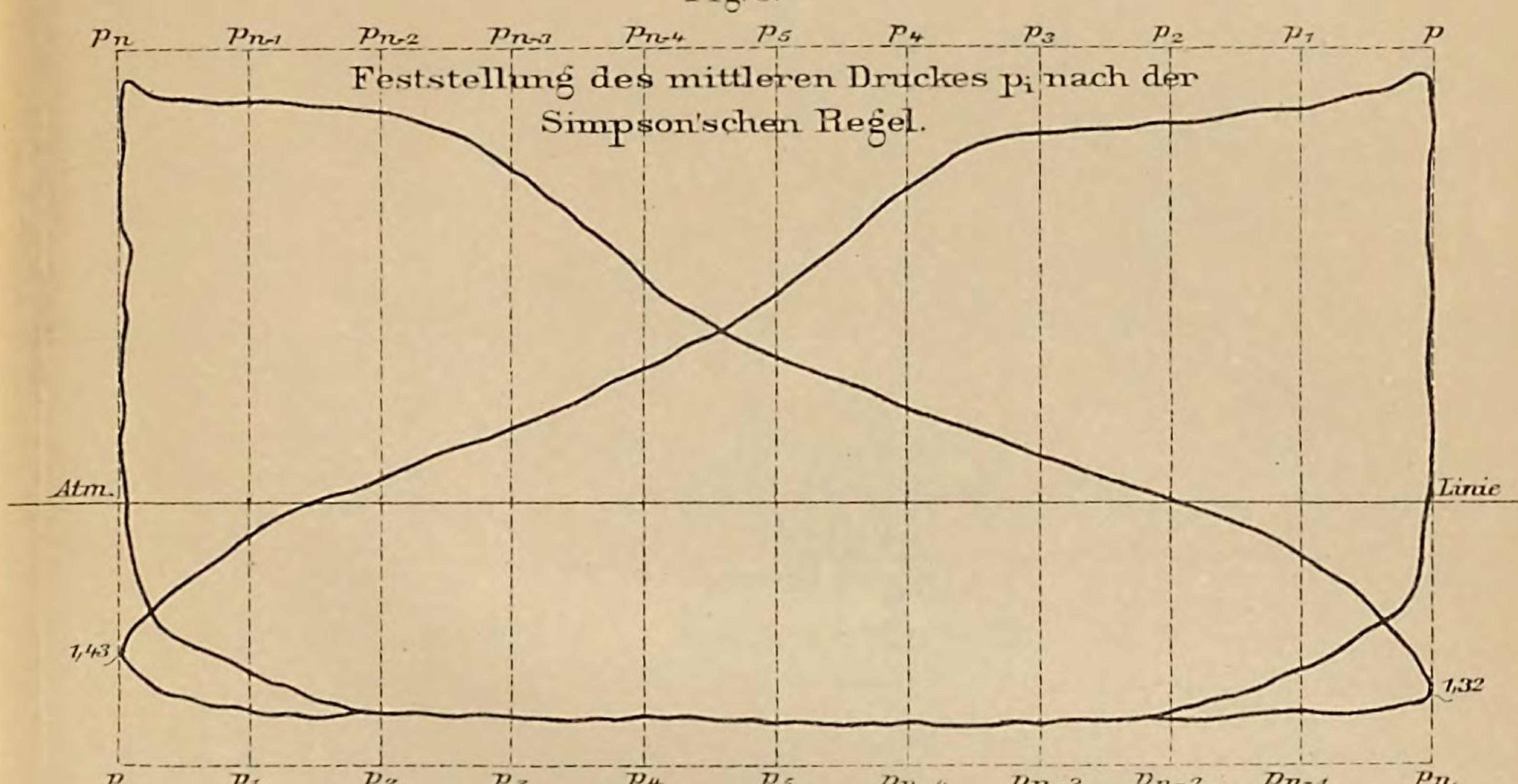


Fig. 5.
Feststellung des mittleren Druckes p_i nach der Simpson'schen Regel.

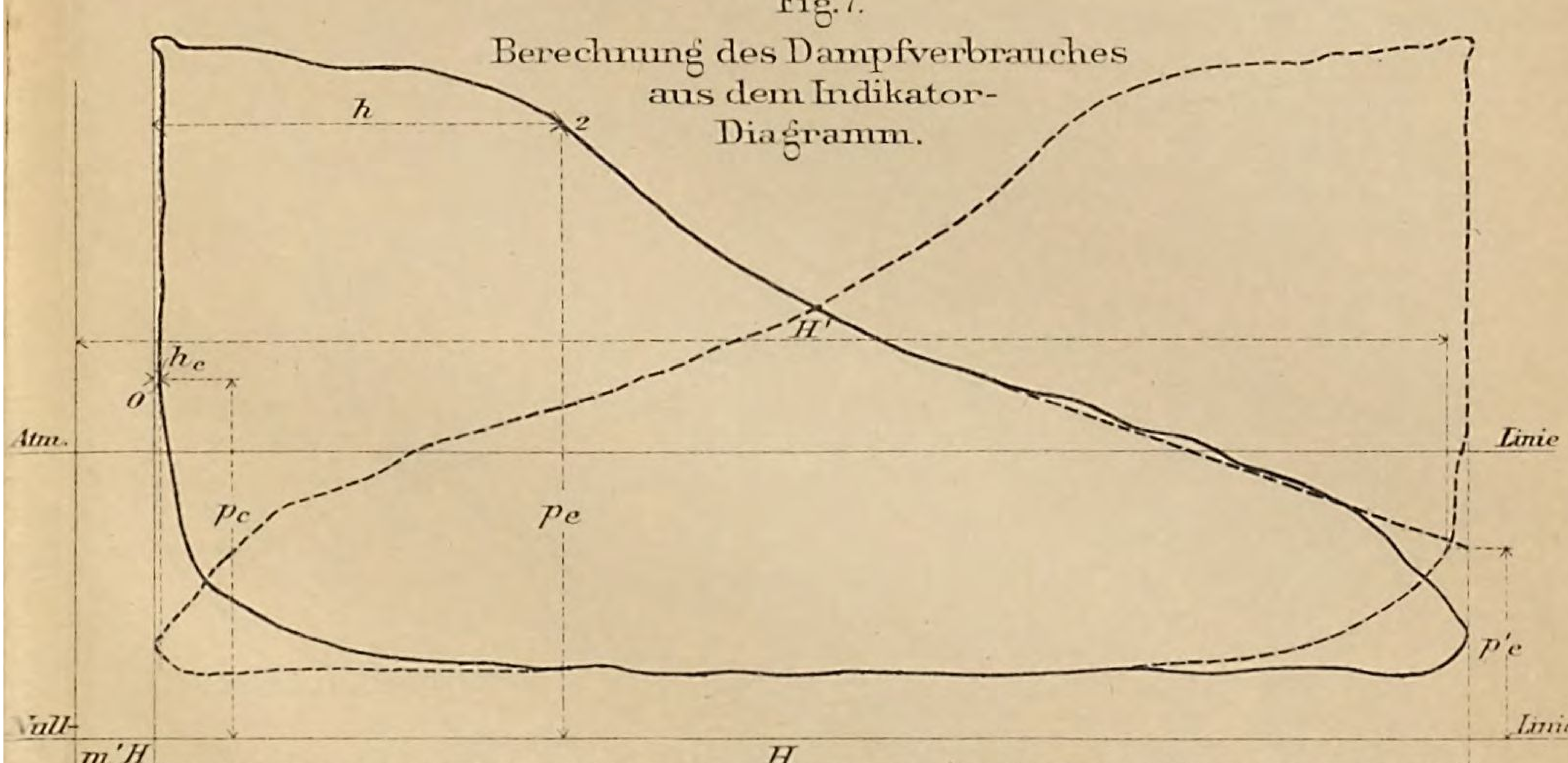


Fig. 7.
Berechnung des Dampfverbrauches aus dem Indikator-Diagramm.

…er in Kiel u. Leipzig.

Lith. Anst. v. Bogdan Gisevius, Berlin W. Linkstr. 29.

BAYERISCHE
STAATS-
BIBLIOTHEK
MUENCHEN

XVIII. Abschnitt. Die Condensatoren.
§ 99. Nutzen der Condensation.
§ 100. Einspritz-Condensator.
§ 101. Oberflächen-Condensator.
§ 102. Ausrüstung der Condensatoren.

XIX. Abschnitt. Die Pumpen.
§ 103. Eintheilung und Verwendung.
§ 104. Einkolbige Pumpen.
§ 105. Mehrkolbige Pumpen.
§ 106. Centrifugalpumpen

XX. Abschnitt. Die Dampfstrahlapparate.
§ 107. Injectoren.
§ 108. Ejectoren.
§ 109. Ventilatoren.
§ 110. Condensatoren.

XXI. Abschnitt. Die Ausrüstung der Schiffsmaschinen.
§ 111. Schmier- und Kühlvorrichtungen.
§ 112. Vorrichtungen für Befehls-Uebermittelungen.
§ 113. Regulatoren.
§ 114. Beleuchtung d. Maschinenräume.
§ 115. Maschinenraum-Einrichtungen.

XXII. Abschnitt. Der Einbau der Schiffsmaschinen.
§ 116. Schiffsmaschinen-Fundamente.
§ 117. Maschinenrahmen und Ständer.
§ 118. Einsetzen der Maschinen.
§ 119. Feststellung des Maschinengewichtes.
§ 120. Bauvorschriften.

Vierter Theil.
Die Propeller.

XXIII. Abschnitt. Die Propellertypen.
§ 121. Propellerarten.
§ 122. Allgemeine Grundsätze der Propulsion.
§ 123. Rücklauf der Propeller.

XXIV. Abschnitt. Die hydraulische Reaction.
§ 124. Reaction mittels Centrifugalpumpe.
§ 125. Hydromotor.
§ 126. Werth der hydraulischen Reaction.

XXV. Abschnitt. Die Schaufelräder.
§ 127. Räder mit festen Schaufeln.
§ 128. Räder mit beweglichen Schaufeln.
§ 129. Allgemeine Bauverhältnisse der Schaufelräder.

XXVI. Abschnitt. Die Schiffsschrauben.
§ 130. Elemente der Schiffsschrauben.
§ 131. Steigung und Aufmessung der Schiffsschrauben.
§ 132. Theorie der Schiffsschrauben.
§ 133. Formen der Schiffsschrauben.
§ 134. Erfahrungen mit Schiffsschrauben.

Fünfter Theil.
Der Kessel- und Maschinen-Betrieb.

XXVII. Abschnitt. Der Indikator und seine Diagramme.
§ 135. Indikatoren.
§ 136. Indikator-Vorrichtungen.
§ 137. Dampfcylinder- und Steuerungsdiagramme.
§ 138. Pumpen-Diagramme.

XXVIII. Abschnitt. Die Bedienung der Schiffskessel.
§ 139. Behandlung der Kessel unter Dampf.
§ 140. Behandlung der Kessel in Betriebspausen.
§ 141. Einfluss des Dampf- und Wasserraumes auf den Betrieb.
142. Bewegungen des Wassers im Kessel.
143. Niederschläge in Schiffskesseln.
§ 144. Schiffskessel-Explosionen.

XXIX. Abschnitt. Die Schiffskessel betreffenden Gesetze und Verordnungen.
§ 145. Polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln (Reichsgesetz).
§ 146. Gesetz betreffend den Betrieb der Dampfkessel (Preussisches Gesetz).
§ 147. Regulativ betreffend die sicherheitspolizeiliche Ueberwachung d. Marinekessel.
§ 148. Kaltwasserdruckprobe.
§ 149. Instruction betreffend Conservirung der Dampfkessel.

XXX. Abschnitt. Die Bedienung der Schiffsmaschinen.
§ 150. Behandlung der Maschinen unter Dampf.
§ 151. Behandlung der Maschinen in Betriebspausen.
§ 152. Gefechtsbereitschaft der Maschinen.
§ 153. Havarien u. Reparaturen.

XXXI. Abschnitt. Die Probefahrten.
§ 154. Meilen-, Strecken-, Dauer- und Progressivfahrten.
§ 155. Ermittelung der wirthschaftlichsten Schiffsgeschwindigkeit.
§ 156. Kreisläufe.
§ 157. Maschinenmanöver und wichtigere Versuche.

XXXII. Abschnitt. Das Betriebs-Inventar und -Material der Schiffsmaschinen.
§ 158. Ersatztheile.
§ 159. Werkzeuge.
§ 160. Instrumente.
§ 161. Menge und Güte des Betriebsmaterials.

Sechster Theil.
Die Schiffshülfsmaschinen.

XXXIII. Abschnitt. Hülfsmaschinen für militärische Zwecke.
§ 162. Thurm- und Geschützstand-Drehmaschinen.
§ 163. Geschosswinden u. Aufzüge.
§ 164. Luftpresspumpen und Maschinen für die Handhabung der Torpedos.

XXXIV. Abschnitt. Hülfsmaschinen für seemännische Zwecke.
165. Ankerlicht- und Verhol-Maschinen.
§ 166. Dampfsteuer-Maschinen.
§ 167. Dampfwinden zum Uebernehmen von Lasten und Booten.
§ 168. Antriebsmaschinen für Dynamos.

XXXV. Abschnitt. Hülfsmaschinen für maschinelle Zwecke.
§ 169. Hupmaschinen für Hauptabsperrventile u. Drosselklappen.
§ 170. Umsteuerungsmaschinen.
§ 171. Maschinen-Drehvorrichtungen.
§ 172. Schraubendrehmaschinen.
§ 173. Dampfpumpen.
§ 174. Pulsometer.
§ 175. Dampfaschwinden.

XXXVI. Abschnitt. Hülfsmaschinen für gesundheitliche Zwecke.
§ 176. Meerwasser-Destillirapparate.
§ 177. Kaltluftmaschinen.
§ 178. Eismaschinen.
§ 179. Ventilationsmaschinen.
§ 180. Dampfküchen.

Verlag von **Lipsius & Tischer** in Kiel u. Leipzig.

Busley, Prof. C. The Marine Steam Engine. Its construction, action and management. Translated by H. A. B. Cole. Vorliegendes Werk in englischer Sprache. Part. 1 Mk. 8.—.

—, Die neueren Schnelldampfer der Handels- und Kriegsmarine. 2. bedeutend vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 156 Abbildungen. Preis Mk. 5.—, eleg. gebunden Mk. 6.—.

Jeder, der Interesse hat für das, was mit der Seefahrt zusammenhängt, der in angenehmer und anregender Weise über die staunenswerthen Fortschritte, welche der Bau der Hochsee-Schnelldampfer gemacht hat, unterrichtet sein will, wird unendlich viel des Wissenswerthen und Neuen in diesem reich illustrirten Buche finden.

Hüllen, Marine-Baurath A. van, Leitfaden für den Unterricht im Schiffbau an den Lehranstalten der Kaiserlich Deutschen Marine, gleichzeitig als Lehrbuch zum Selbststudium und zur Benutzung bei Vorlesungen an technischen Hochschulen. Preis gebunden 10 Mk.

Johow, Marine-Baumeister Hans, Die Kreuzer-Korvette „Problem“. Eine nautisch-technische Studie. Mit 5 lithogr. Tafeln. Preis gebunden 5 Mk.

Rauchfuss, Marine-Bauinspector E., Widerstand und Maschinenleistung der Dampfschiffe. Abgeleitet von den Versuchen mit dem „Greyhound“. Preis gebunden 4 Mk.

Arenhold, Lüder, Die historische Entwicklung der Schiffstypen. 30 Heliogravuren mit erläuterndem Text. Gross-Quer-Folio. Elegant gebunden Preis 30 Mk. Kartonirt Mk. 20.—.

Ammann, G. A., Der Schiffsmaschinist. Handbuch zur Vorbereitung auf die Prüfung der Seedampfsmaschinisten erster bis vierter Klasse. 31 Bogen gr. 8° nebst 42 Tafeln. 3. Auflage. Eleg. geb. 8 Mk.

—, dasselbe für die 2. und 3. Klasse. 2. Aufl. mit 23 Tafeln. Geb. 4,50 Mk.

—, dasselbe für die 3. Klasse und für Flussdampfschiffsmaschinisten. 2. Aufl. mit 8 Tafeln. Geb. 2,50 Mk.

Befähigungsnachweis u. Prüfung der Maschinisten auf Seedampfschiffen der deutschen Handelsflotte. Mk. —.25.

Lechner, Marine-Baumeister, Ernst, Unsere Flotte. Ein Beitrag zu ihrer Kenntniss und Werthbestimmung. 1 M.

Unsere Marine in der zwölften Stunde. Von †. 1 Mk.

Oertling, Carl, Ingenieur, Ueber Compound-Maschinen. Preis geheftet 5 Mk., gebunden 6 Mk.

Tesdorpf, Corvetten-Capitän, A., Geschichte der Kaiserlich Deutschen Kriegsmarine. Preis elegant gebunden Mk. 2.50, kartonirt Mk. 1.50.

Waap, Werftsecr., C., Die einfachen Schiffbaukonstruktionen. Ein Lehrgang für das Fachzeichnen der Schiffbauer in gewerblichen Fortbildungsschulen. 4°. 1 Mk. 20 Pf.

Wörterbuch, Deutsch-Englisches und Englisch-Deutsches, technischer Ausdrücke, vorzüglich zum Gebrauch für Ingenieure, Schiffsmaschinisten, Maschinenbauer, Schiffbauer, Schiffs-Capitäne, Steuerleute und Handwerker. Preis gebunden 1 Mk. 20 Pf.

Land- und Seebilder von Kiel und der Kriegsmarine. Elegante Gross-Folio-Mappe in vornehmster Ausstattung, enthaltend: 25 Blätter mit 87 Bildern in vollendetstem Lichtdruck, 8 S. Text und 1 Titelbild. Nach Aufnahmen des Hofphotographen Dreesen. 2. Aufl. Preis 25 Mk.

Druck von A. Hopfer in Burg.

Werner

Bayerische StaatsBibliothek
Münchener DigitalisierungsZentrum Digitale Bibliothek

Busley, Carl,

Die Schiffsmaschine ihre Bauart, Wirkungsweise und Bedienung ; ein Hand- und Nachschlagebuch für Ingenieure, Offiziere der Kriegs- und Handelsmarine, Maschinisten, Studirende technischer Hochschulen, Reeder und alle an der Dampfschiffahrt Betheiligten ; mit einem Atlas ...
Bd.: 1

1891

Math.a. 317 f-1
urn:nbn:de:bvb:12-bsb11650623-4